

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AMONYAK-SU BUHARI AKIŞKANLI BİR
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA MAKİNASI
BİLEŞENLERİNİN ISIL TASARIMI

Uğur BÜYÜKTUNCER

Ağustos, 2020

İZMİR

AMONYAK-SU BUHARI AKIŞKANLI BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA MAKİNASI BİLEŞENLERİNİN ISIL TASARIMI

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Programı

Uğur BÜYÜKTUNCER

Ağustos, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

UĞUR BÜYÜKTUNCER, tarafından PROF.DR. SERHAN KÜÇÜKA yönetiminde hazırlanan “AMONYAK-SU BUHARI AKIŞKANLI BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA MAKİNASI BİLEŞENLERİNİN ISIL TASARIMI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mustafa Serhan KÜÇÜKA

Yönetici

Doç. Dr. Gülay YAKAR

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Özgür ÖZÇELİK

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda bana fikirleriyle yol gösteren ve hep destekleyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Serhan KÜÇÜKA'ya;

Sadece tez çalışmamda değil bugüne kadar hiçbir an üzerimden desteklerini esirgemeyen annem Giryan KARAGÖZLÜ'ye; kardeşim Ayça BÜYÜKTUNCER'e ve babam Abdullah BÜYÜKTUNCER'e;

Ayrıca katkılarından dolayı başta Azat SERVER, Paşa YAMAN ve Mustafa UYGUN olmak üzere hep bir bütün olarak çalıştığımız Akışkanlar Mekanîği Laboratuvarı sakinlerine teşekkürlerimi sunarım.

Uğur BÜYÜKTUNCER

AMONYAK-SU BUHARI AKIŞKANLI BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA MAKİNASI BİLEŞENLERİNİN ISIL TASARIMI

ÖZ

Bu çalışmada Engineering Equation Solver programı kullanılarak amonyak – su akışkanlı ve tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiş ve çevrim elemanlarının ısı yükleri hesaplanmıştır. Sistemde, yoğusturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) arasında bir ön soğutucu ve absorber ve jeneratör arasında ise çözelti ön ısıtıcısı mevcuttur. Çalışmada buharlaştırıcı sıcaklığı -10 santigrat derece; absorber ve yoğusturucu sıcaklığı 40 santigrat derece; çözelti ısı değiştirici etkinliği 0,8 ve ön soğutma ısı değiştiricisi etkinliği 0,5 kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamalara göre jeneratörden çıkıp damıtma kolonunu terk eden buharın amonyak derişim oranı yüzde 97,25 olup, ayırıcıda (rectifier) yüzde 99,9 mertebesinde zenginleştirilmektedir. Isı değiştiricilerin etkinlik katsayılarının ve jeneratör sıcaklığının değişimlerinin soğutma etkinlik katsayısı ve soğutma kapasitesi üzerine etkileri grafiklerle gösterilmiştir.

Çalışmada ayrıca yaklaşık 3 kilowatt soğutma kapasitesi için sistem bileşenlerinin ısı yükleri ile ısı transfer yüzeyleri hesaplanmış ve ön tasarımları yapılmıştır. Buna göre jeneratör yükü 7,798 kilowatt ve ısı transfer yüzey alanı 0,65 metrekaredir. Jeneratör ve damıtma kolonu bütünleşik tasarlanmıştır. Damıtma kolonu tepsileri 0,05 metre çapındadır. Ayırıcıdan atılan ısı miktarı 0,864 kilowatt olup soğutucu boru demeti yüzey alanı 1,384 metrekare olarak hesaplanmıştır. Absorberde soğutma suyuna aktarılan ısı 7,579 kilowatt'tır. Kütle transferine de uygun olan yüzey alanı 1,64 metrekaredir.

Anahtar kelimeler: Soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma, amonyak-su, soğutma etkinlik katsayısı, soğutma kapasitesi, ısı değiştiricisi, jeneratör, ayırıcı, damıtma kolonu, absorber, EES

THERMAL DESIGN OF COMPONENTS OF AN AMMONIA-WATER ABSORPTION CHILLER

ABSTRACT

In this study, the thermodynamic analysis of a single stage ammonia - water absorption cooling cycle was performed by using Engineering Equation Solver and thermal loads of the cycle components were calculated. The system has a pre-cooler between the condenser and the evaporator and a solution preheater between the absorber and the generator. In the study, the evaporator temperature is -10 degrees Celsius; absorber and condenser temperature 40 degrees Celsius; solution heat exchanger effectiveness 0.8 and precoolers heat exchanger effectiveness 0.5 assumed. According to the calculations, the ammonia concentration rate of the steam leaving the generator and leaving the distillation column is 97.25 percent, and it is enriched in the rectifier at the level of 99.9 percent. The effects of heat exchanger efficiency coefficients and generator temperature changes on the cooling efficiency coefficient and cooling capacity are shown graphically.

In the study, the heat capacity of the system components and heat transfer surfaces were calculated and preliminary designs were made for the cooling capacity of approximately 3 kilowatts. Accordingly, the generator heat capacity is 7.798 kilowatt and the heat transfer surface area is 0.65 square meter. Generator and distillation column are designed integrated. The tray diameter of distillation column is 0.05 meter. The amount of heat removed from the rectifier is 0.864 kilowatt and the surface area of the coolant pipe bundle has been calculated as 1.384 square meter. The amount of heat transferred to the cooling water in the absorber is 7.579 kilowatt. The surface area, which is also suitable for mass transfer, is 1.64 square meter.

Keywords: Cooling system, absorption cooling, ammonia – water, coefficient of performance, cooling capacity, heat exchanger, generator, rectifier, distillation column, absorber, EES

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	x

BÖLÜM BİR - GİRİŞ 1

1.1 Giriş.....	1
1.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile İlgili Çalışmalar.....	2
1.3 Amaç ve Kapsam	8

BÖLÜM İKİ - ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ 10

2.1 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	10
2.2 Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	11
2.3 GAX Çevrimi	12
2.4 Difüzyon Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	13
2.5 Akışkan Çiftleri.....	15
2.5.1 Lityum Bromür – Su Akışkan Çifti.....	16
2.5.2 Amonyak – Su Akışkan Çifti	16
2.6 Çevrim Elemanları	17
2.6.1 Yoğuşturucu	17
2.6.2 Buharlaştırıcı	18
2.6.3 Genleştirme Vanası	18
2.6.4 Absorber	18
2.6.5 Isı Değiştiricileri.....	18
2.6.6 Pompa.....	19
2.6.7 Jeneratör	19

2.6.8 Ayırıcı	19
BÖLÜM ÜÇ - TERMODİNAMİK ANALİZ.....	21
3.1 Termodinamik Analiz	21
3.1.1 Pompa.....	23
3.1.2 Absorber	23
3.1.3 Jeneratör ve Damıtma Kolonu	24
3.1.4 Ayırıcı (Rektifier).....	24
3.1.5 Yoğuşturucu (Kondenser)	24
3.1.6 Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	25
3.1.7 Isı Değiştiricileri.....	25
3.1.8 Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)	27
3.2 Parametrik Analiz.....	27
BÖLÜM DÖRT - ISIL ANALİZ.....	30
4.1 Jeneratör ve Damıtma Kolonu Tasarımı	30
4.1.1 Jeneratör Tasarımı.....	31
4.1.2 Damıtma Kolonu Tasarımı.....	34
4.2 Ayırıcı Tasarımı	38
BÖLÜM BEŞ - ABSORBER TASARIMI.....	43
5.1 Absorber Tasarımı ile İlgili Çalışmalar.....	43
5.2 Isı ve Kütle Transferi Hesapları	48
5.2.1 Isı Transferi Hesapları.....	52
5.2.2 Kütle Transferi Hesapları.....	53
5.3 Absorber Tasarımı.....	55
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR.....	56

KAYNAKLAR	58
------------------------	-----------



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi	11
Şekil 2.2 Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi	12
Şekil 2.3 GAX absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi	13
Şekil 2.4 Difüzyon - absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi	14
Şekil 3.1 Amonyak - su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	22
Şekil 3.2 COP değerinin parametrelere göre değişimi.....	28
Şekil 3.3 Parametrelere göre soğutma kapasitesinin değişimi	29
Şekil 4.1 Bütünleşik jeneratör ve damıtma kolonunun şematik gösterimi	30
Şekil 4.2 Tipik havuz kaynaması eğrisi	33
Şekil 4.3 Jeneratör ve damıtma kolonu	38
Şekil 4.4 Ayırıcı borusu ısı transferi şematik gösterimi.....	39
Şekil 4.5 Ayırıcı	42
Şekil 5.1 Helisel borulu absorber akış diyagramı	44
Şekil 5.2 Dikey oluklu plakalı ısı değiştirici kesiti	45
Şekil 5.3 Absorber türlerinin şematik gösterimi. a) Sprey tip b) Yatay düşen film tipi c) Dikey düşen film tipi d) Kabarcık tip	46
Şekil 5.4 Düşen film absorberde a) akış diyagramı b) ısı transferi c) kütle transferi	47
Şekil 5.5 Absorber kesitinin şematik görüntüsü	48
Şekil 5.6 Absorber borusu a) ısı ve b) kütle transferi şematik gösterimi	49
Şekil 5.7 Absorber.....	55

TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Farklı akışkan çiftleri	15
Tablo 2.2 Amonyak - su ve lityum bromür - su akışkan çiftlerinin kıyaslanması	17
Tablo 3.1 Çevrim noktalarının termodinamik özellikleri.....	26
Tablo 3.2 Çevrim elemanlarının yükleri	26
Tablo 4.1 Jeneratör tasarım parametreleri.....	31
Tablo 4.2 Ayırıcı tasarım parametreleri	39
Tablo 4.3 Ayırıcıdaki akışkan termodinamik özellikleri.....	40
Tablo 5.1 Absorber tasarım parametreleri	50
Tablo 5.2 Absorberdeki akışkan termodinamik özellikleri	51

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin enerjinin sürdürülebilirliği açısından kullanımı; çevreye ve ozon tabakasına olumsuz etki yaratan fosil yakıtlar ve maliyetli elektrik enerjisine karşı büyük avantaj sağlamaktadır. En büyük avantajları, düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Sisteme gerekli olan ısı, güneş, endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya su kaynaklarından sağlanabilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, çalışmaları için gerekli enerji miktarının düşük olması; mekanik aksamalarının az olmasından ötürü sessiz çalışmaları; bakım gereksinimlerinin az olması; çalışma akışkanlarının Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) yüksek akışkanlar olmadığı için ozon tabakasına zarar vermemesi gibi pek çok özellikleri soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmelerini sağlamıştır.

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sistemi arasındaki en temel fark absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresörün yerini ısı kompresör adı verilen ek bir çevrimin almasıdır. Bu yönüyle ele alındığında, absorpsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinden daha karmaşık bir yapıya sahip olmalarına rağmen soğutucu akışkanı sıkıştırmak için harcanan mekanik işin az olması ve enerji girdisi olarak atık ısı kaynaklarından yararlanılabilmesi ile kullanım açısından avantaj sağlamaktadırlar.

Bu bölümde, absorpsiyonlu soğutucular ve amonyak - su akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutucular hakkında genel bilgiler verilmiş, sonrasında tezin kapsamı ve bölümleri tanıtılmıştır.

1.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile İlgili Çalışmalar

Çevre dostu çalışma akışkanları kullanılan ve düşük sıcaklıklı yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri son yıllarda tekrar ilgi alanına girmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerine dair genel bilgi veren çalışmalar bulunmaktadır. Le Lostec ve diğer. (2013) absorpsiyonlu soğutma çevrimine zamanla artan ilginin sebeplerini ve mekanik soğutma çevrimi ile aralarındaki farkları belirtip amonyak-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonda her bir çevrim elemanındaki ısı ve kütle dengesini dikkate almışlardır. Absorberdeki ısı ve kütle transferi; yoğunlaştırıcıdaki amonyak-su çözeltisinin yoğunlaşma türü ve damıtma kolonu altına yerleştirilen jeneratör modellenmiştir. Güneş enerjili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin deneysel verileriyle karşılaştırılarak model doğrulanmıştır. Buharlaştırıcı ve jeneratörün sıcaklıkları değiştirilerek çevrimin soğutma etkinlik katsayısı (COP) üzerine etkileri gözlenmiştir. Buna göre buharlaştırıcı sıcaklığında 10°C azalma COP değerini %25 azaltırken jeneratör sıcaklığında 10°C artış %4 arttırmaktadır.

Kuyumcu ve diğer. (2015) bir apartman dairesinin soğutulmasının analizini yapmışlardır. Daire Kahramanmaraş'ta olup TS 825 standardını ve şehrin yaz hava koşullarını dikkate almışlardır. Jeneratöre gerekli enerji güneş enerjisinden sağlanmıştır. Analizde MATLAB ve Engineering Equation Solver (EES) kullanılmış ve her ay için gerekli ısı yük göz önüne alınarak 0,8052 COP değeri için 19,20 m² kolektör yüzey alanına sahip vakum tüplü güneş kolektörü kullanılmasını uygun bulmuşlardır.

Jiménez-García ve Camilo (2019) çalışmalarında tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan çifti olarak amonyak-su kullanmış ve tüm çevrim elemanlarını plakalı ısı değiştirici yapmışlardır. Deneyde 20°C ile 32°C arası yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklığı için jeneratörde kullanılan ısıtıcı suyun sıcaklığı 85°C ile 105°C arasındadır. Deneyler sonucu ulaşılan maksimum güç 2,6

kW; minimum buharlaştırıcı sıcaklığı -19°C ve maksimum COP 0,61'dir. Bu sonuçlara göre deneysel sistemlerinin gıda soğutması ve iklimlendirme için uygun olduğunu ortaya koymuşlardır.

Jo ve diğer. (2007) yoğuşturucu ve ayırıcıdaki soğutma işlemi için sıvılaştırılmış doğalgazı (LNG) depolama işlemindeki enerjiyi kullanmışlardır. Kullandıkları sistemin ısı analizini yapmışlar ve çevrimin optimum çalışma koşullarını belirlemişlerdir. Çevrimde kullanılan pompanın akışkanı maksimum basma uzunluğu ve birim uzunluk başına harcadığı güç hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre buharlaştırıcının tüm yüzey alanını etkileyen ısı transfer katsayısının (U.A) COP üzerine etkisi jeneratörün etkisinden daha fazla olduğu görülmüştür. 495 kPa yoğuşturucu basıncında COP'yi maksimum 0,62 olarak hesaplamışlardır.

Bölüm 2.1'de çalışma prensiplerinden bahsedilecek olan farklı tür ve çevrim döngülerine sahip absorpsiyonlu soğutma çevrimlerine ait çalışmalar da aşağıda listelenmiştir. Yıldız ve diğer. (2014) çalışmalarında yalıtımlı bir difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik ve ısı analizlerini yapmış, bunun yanı sıra ayırıcı ve jeneratörün üzerlerindeki yalıtımın etkilerini incelemişlerdir.

Bir başka çalışmada Ersöz (2015) amonyak-su akışkanlı bir difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevriminde farklı jeneratör yüklerinin çevrim performansı üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. 62, 80 ve 115 W'lık ısı yükleri için ayırıcı, yoğuşturucu, absorber ve çözelti ısı değiştiricisindeki ısı kayıpları ile buharlaştırıcıdaki ısı girişi ve çevrimin COP değeri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, en yüksek COP değeri 62 W için 0,36; en düşük COP değeri 115 W için 0,30 olarak hesaplanmıştır.

Jawahar ve Saravanan (2010) çalışmasında GAX çevriminin hem tek etkili bir absorpsiyonlu çevrimle, hem de farklı akışkanlar ile birlikte performansını literatürdeki çalışmaları dikkate alarak incelemişlerdir. Seçtikleri çalışmalarda kullanılan akışkanlar amonyak-su, lityum bromür-su, amonyak-sodyum tiyosiyanat ve amonyak-lityum nitrattır. Aynı kapasiteye sahip tek etkili bir amonyak-su akışkanlı

absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile kıyaslandığında diğer akışkan çiftleri için COP değerleri sırası ile %10 ile %20; %20 ile %30 ve %30 ile %40 arasında artmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde genellikle lityum bromür – su veya amonyak – su çözeltileri çalışma akışkanı olarak kullanılmaktadır. Bölüm 2.2’de bahsedileceği üzere kullanım alanları, ortam koşulları, ısı transferi miktarı ve boyutlarına göre çalışma akışkanı olarak kullanılan farklı tür akışkan çiftleri de mevcuttur. Yılmazoğlu (2010) lityum bromür-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında çevrimin temel tasarım parametrelerini vererek COP ve ekserjetik COP değerlerini hesaplamıştır. Ayrıca seçilen bir durum için buharlaştırıcı, absorber, jeneratör ve yoğuşturucunun ısı transferi yüzey alanlarını hesaplamıştır.

Diğer bir lityum bromür çalışmasında ise Yakut ve diğer. (2011) Isparta’daki 30 kişilik bir toplantı salonunun iklimlendirmesi için lityum bromür-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi kullanmışlardır. Salonun ve jeneratörün sıcaklığı 25°C ve 85°C kabul edilmiş ve dış ortam sıcaklığı aylara göre farklı alınmıştır. Salonun yüzey alanı 85 m² ve ısı kaybı 20 kW için COP değeri 0,75 bulunmuştur. Her ay için gerekli soğutma yükü hesaplanmış ve soğutma yüklerine göre jeneratör yükü bulunarak güneş kolektörleri boyutlandırılmıştır.

Essalhi ve diğer. (2017) 10 kW kapasiteli lityum bromür-su akışkan çiftiyle çalışan bir absorpsiyonlu soğutma çevriminde yoğuşturucuyu helisel borulu ısı değiştirici olarak seçmişlerdir. Yoğuşma türüne ve akış modeline göre formüller oluşturulmuştur.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003) çalışmalarında amonyak-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini gerçekleştirmiş, ısı geri kazanımı için 3 farklı ısı değiştirici kullanarak etkinliklerinin değişiminin COP’ye ve çevrim elemanlarının ısı yüküne etkilerini; ek olarak jeneratör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının değişiminin sisteme etkilerini incelemişlerdir. Analizlerin sonucunda çözelti ısı değiştiricisinin sisteme en çok etki eden ısı değiştirici olduğunu, jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışının sistemin performans

katsayısını arttırırken yoğuşturucu ve absorber sıcaklığının artışının ise düşürdüğünü görmüşlerdir.

Diğer bir çalışmada Şahin ve diğer. (2016) Mersin’de seçilen bir binanın amonyak-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemiyle soğutulmasının analizini yapmışlardır. Jeneratörde ısıtıcı kaynak olarak vakum tüplü güneş kolektörü kullanılmıştır. Binanın saatlik soğutma yüküne göre sistemin termodinamik analizi yapmışlardır ve en yüksek COP değerinin Mayıs ayında, en düşük değerin ise Temmuz ve Ağustos ayında elde edildiği görülmüştür.

Patel ve diğer. (2017) 1 Ton Soğutma (3,517 kW) kapasiteli tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Çevrimde kullanılan akışkan çifti lityum klorür-sudur. EES kullanarak bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Aynı kapasiteye sahip lityum bromür-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile COP değerleri kıyaslandığında lityum klorür-su çiftinin %4-9 kadar daha verimli olduğu görülmüştür.

Çevrim elemanlarının tasarımına ait çalışmalar bulunmaktadır. Zavaleta-Aguilar ve Simões-Moreira (2015) çalışmalarında amonyak-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki jeneratör, ayırıcı ve damıtma kolonunun performansını düşen film buharlaşması şartları altında deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerinde buldukları sonuçları literatürdeki diğer değerlerle karşılaştırmışlar ve mevcut buharlaşma şartları altında ısıl tasarım için farklı yaklaşımları karşılaştırmışlardır.

Sieres ve Fernández-Seara (2006) çalışmalarında amonyak-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma çevriminde damıtma kolonunun boyutlarının çevrimin performansına etkisini analiz etmişler ve farklı kolon geometrilerinin etkilerini irdelemişlerdir.

Staedter ve Garimella (2018a) amonyak-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma çevriminde damıtma işleminin çevreyle ısı alışverişi içinde olma durumunun jeneratör

ve ayırıcı performansına etkisini araştırmışlardır. 3 g/s debili 0,9985 derişime sahip zenginleştirilmiş akışkan çıkışı için model oluşturularak sonuçlar verilmiştir.

Staedter ve Garimella (2018b) diğer çalışmalarında ise çevrim modellerini mikro ölçekte tasarlamışlardır. Isı ve kütle transferi denklemleri türetip ısı analizlerini gerçekleştirmiş; çevrim elemanları üzerindeki sıcaklık dağılımlarını incelemiş ve buldukları sonuçları literatürdeki sonuçlarla kıyaslayarak tasarımlarının üretime uygunluğunu ve mikro soğutma makinalarının ileri zamanlar için kullanılabilirliğini ortaya koymaya çalışmışlardır.

Chaves ve diğer. (2019) çalışmalarında bir difüzyon absorpsiyonlu soğutma çevriminde jeneratör olarak kullanılan gövde-boru tipli bir ısı değıştiricinin matematiksel modellemesini yapmışlardır ve belirli bir çevrimde simüle ederek sonuçları benzer güçteki bir soğutma çevriminin deneysel verileri ile kıyaslamışlardır.

Zavaleta-Aguilar ve Simões-Moreira (2012) çalışmalarında 17,58 kW kapasiteli bir amonyak-su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma çevrimi için tepsili damıtma kolonu tasarımı yapmışlardır. Tepsi sayısını hesaplamada her bir tepsideki ısı ve kütle dengesini baz alan Ponchon-Savarit metodunu kullanmışlardır. Kolon çapı, kolon yüksekliği ve tepsi aralığı gibi diğer tasarım parametreleri de belirlenmiştir. Tasarımın oluşmasının ardından küçük kapasiteli bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için damıtma kolonu tasarımındaki işlem basamakları ve dikkat edilmesi gereken hususlar ifade edilmiştir.

Şenol (2017) çalışmasında tepsili ve dolgulu damıtma kolonlarının tasarım şartları ve kullanılan dolgu malzemesine göre farklı kolon türlerini güvenilirlik, fazlar arası kütle transfer alanı, ayırma etkinliği, basınç düşmesi ve buhar kapasitesi gibi ana performans şartları üzerinden kıyaslamış ve bir tasarım geliştirmiştir.

Bandyopadhyay (2006) çalışmasında tepsili damıtma kolonu tasarımında Smoker bağıntılarının üretilmesinde sabit bağıl uçuculuk ve sabit molar overflow (damıtma işleminde bir noktadaki molar buharlaşma hızının yoğuşma hızına eşit olma durumu)

kabulleri yapmış, buharlaşma gizli ısısının değişken olmasından ötürü daha yaklaşık sonuçlar bulabilmek adına genişletilmiş bir formül türetmiştir.

Soliman (2007) Smoker bağıntılarının çözümünden yola çıkarak ve Jafarey'in 1979 yılında türettiği denklemleri geliştirerek kendi çözüm sistemini oluşturmuştur. Oluşturduğu yöntem sayesinde damıtma faktörüne dair çıkış parametrelerinden bağımsız sonuçlara ulaşabildiğinden bilgisayarda damıtma proses kontrolünü sağlayabilmektedir.

Osoka ve diğer. (2012) Smoker bağıntıları ile McCabe-Thiele diyagramı çözüm yöntemlerini bir damıtma kolonu tasarımı hesaplamasında karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmanın sonucunda iki çözüm yöntemi arasındaki farklar, matematiksel yaklaşım ve işlemsel kolaylık açısından sağladıkları avantajlar ve dezavantajları listelemişlerdir.

Sauceda ve diğer. (2011) bu çalışmalarında 10,6 kW kapasiteli amonyak-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminde jeneratör için gerekli enerjiyi parabolik oluk tipi bir güneş kolektöründen sağlamışlar ve sistemin simülasyonunu yapmışlardır. Simülasyonun sonucunda elde edilen ısı verim ve COP değerlerini lityum bromür-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin sonuçlarıyla kıyaslamışlardır.

Ortega ve diğer. (2008) amonyak-su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminde jeneratör enerjisini bütünleşik parabolik yoğunlaştırıcı (CPC) bir güneş kolektöründen sağlamışlar ve sistemin simülasyonunu yapmışlardır.

McNeil ve diğer. (2010) çalışmalarında 241 borulu bir tüp demeti kullanılan kaynatıcı borulu (kettle tip) bir ısı değiştirici ile n-pentan ve R113 karışımını kaynatarak iki fazlı akışı incelemişlerdir. İncelemelerinde 10-40 kW/m² ısı akısı aralığında basınç düşümlerini hesaplamış ve akış modellerini video kamera aracılığı ile gözlemlemişlerdir.

Luyben (2018) bu çalışmasında seri ve paralel bağlanmış reboilerlerin etkinliğini, kontrol edilebilirliğini ve verimini kıyaslamıştır. Karşılaştırmalar damıtma kolonundan çıkan akışkanın derişim derecesine göre yapılmıştır.

1.3 Amaç ve Kapsam

Yayınlanan çalışmalarda termodinamik analizler sonucu farklı akışkan çiftlerinin, jeneratörde kullanılan ısı kaynağı türlerinin, ısı değıştircilerin, kademe sayılarının ve çevrim türlerinin COP üzerine etkilerinden bahsedilmiştir. Bu çalışmalarda, muhtelif yerleşim düzenleri gerçekleştirilmiş ve çevrime etkileri araştırılmıştır. Ancak yapılan çalışmalar daha çok termodinamik analiz üzerine yoğunlaşmıştır. Absorber ve jeneratörde, ısı ve kütle transferi bir arada gerçekleşmekte, ayrıca ayırıcı ve damıtma kolonunda giren ve çıkan ürünler farklı bileşenlerde olmaktadır. Ekipmanların ısı tasarımılarında bu etkilerin göz önüne alınması gerekmekte olup, bu konuda yapılan çalışmalar sınırlıdır.

Bu çalışmada, jeotermal veya endüstriyel atık ısı kaynaklı sistemlerde ulaşılabilceğı düşünölen 110°C-130°C jeneratör sıcaklıklarında çalışacak bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi ve ısı tasarımı yapılmıştır. İncelenen sistem tek etkili amonyak – su absorpsiyonlu soğutma çevrimi olup yoğunşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki ön soğutma ısı değıştircisi ve jeneratör ile absorber arasında ısı geri kazanımı amaçlı çözelti ısı değıştircisi kullanılmıştır. Isı değıştircileri etkinlikleri değıştirilerek, farklı jeneratör sıcaklıkları için sistemin çalışma performansının değışimi incelenmiş ve en iyi tasarım durumunun belirlenmesi amaçlanmıştır. Tüm durumlar için ayırıcı ve jeneratör üniteleri ısı yükleri ve giriş ve çıkış özellikleri hesaplanmıştır. Kapasite, verimlilik ve gerçekleştirilebilirlik açısından uygun bir tasarım seçilerek, göz önüne alınan durum için ayırıcı, jeneratör ve absorberin ısı transfer yüzey alanları ile damıtma kolonunun çapı ve tepsi sayısı belirlenmiştir.

Giriş bölümünde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensiplerinden bahsedilmiş ve klasik soğutma çevrimlerinden farkları belirtilmiştir. Devamında absorpsiyonlu soğutucuların uygulamaları ile ilgili genel çalışmalar verilmiştir. Uygulamaların ardından sırasıyla kullanılan farklı türdeki absorpsiyonlu çevrim türleri, çalışma akışkanları ve çevrim elemanlarının tasarımları ile alakalı çalışmalar listelenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri başlıklı 2. bölümde ise, absorpsiyonlu soğutucularda kullanılan akışkan çiftleri ve farklı absorpsiyonlu soğutucu tipleri tanıtılmıştır. Amonyak-su çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutucular üzerine yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Ayırıcı, damıtma kolonu gibi ekipmanların tasarımı için yapılan çalışmalar verilmiştir.

Termodinamik Analiz başlıklı 3. bölümde, amonyak-su çifti kullanılan bir absorpsiyonlu soğutucunun termodinamik analizi yapılarak, akışkanın çevrim elemanlarına giriş çıkış durumları belirlenmiştir. Çözelti ısı değiştiricisi ve ön soğutucu kullanılmasının çevrim performansına etkisi incelenmiştir.

Isıl tasarım başlıklı 4. bölümde ise, 3 kW kapasiteli bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için ısı yükler hesaplanmış ve çevrim elemanlarının ısıl tasarımları gerçekleştirilmiştir. Bu bölümün amacı, gerçekleştirilecek bir prototipte kullanılacak elemanların boyutlandırılmasıdır.

Absorber tasarımı başlıklı 5. bölümde hem ısı hem de kütle transferi etkisinden ötürü diğer elemanlardan farklı tasarım koşulları olan absorberin tasarımı gerçekleştirilmiş ve boyutlandırılmıştır. Hesaplamalardan önce absorber tasarımına ait çalışmalarla ilgili bilgiler verilmiştir.

Son kısımda, yapılan hesaplamalar doğrultusunda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı durumlar için uygulanabilirliği tartışılmıştır.

BÖLÜM İKİ

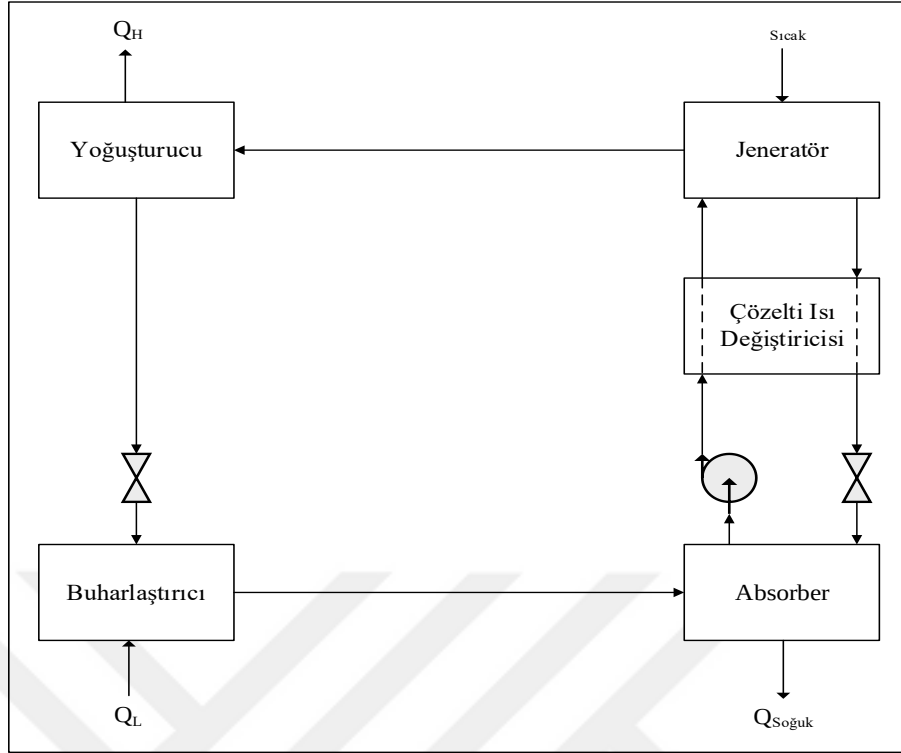
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin klasik soğutma çevrimlerinden farkı mekanik kompresör yerine ısı kompresör kullanılmaktadır. Isıl kompresör adlı bu çevrim absorber, çözelti pompası, çözelti ısı değiştiricisi ve jeneratörden oluşmaktadır. Ortam basınç ve sıcaklığı, çalışma akışkanları türleri, COP vb. çevre koşulları ve performans beklentilerine göre absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin farklı türleri bulunmaktadır.

2.1 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Klasik absorpsiyonlu soğutma çevrimidir. Absorbere giren ana akışkan çevrimin diğer tarafından gelen çözelti ile karışarak pompaya gider ve basıncı artırılarak çözelti ısı değiştiricisine devam eder. Jeneratörden çıkan çözeltiden ısı çekerek ön ısıtmaya uğrar. Jeneratörde ısıtılarak saflaştırılır, böylece hem basıncı artırılıp hem de sıcaklığı artırılarak kompresör görevini tamamlar ve ana çevrime geri döner.

Şekil 2.1’de tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi verilmiştir.

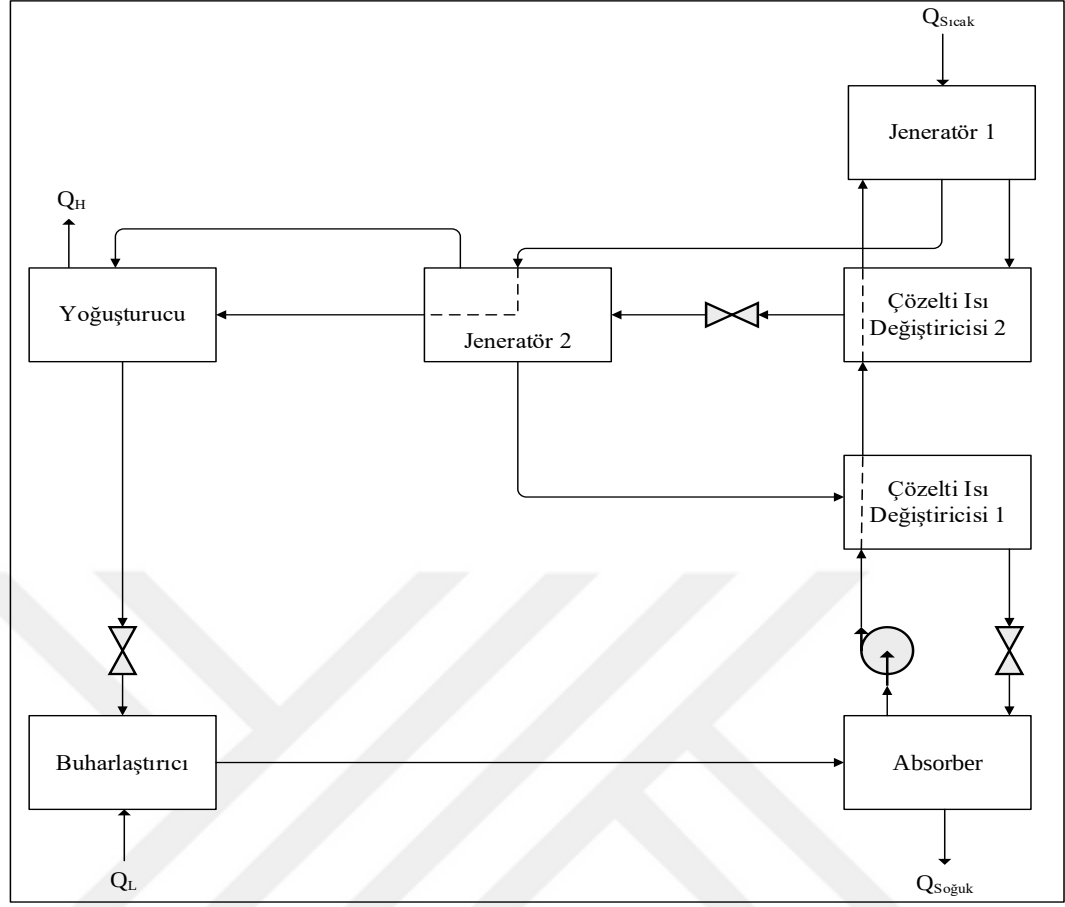


Şekil 2.1 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi

2.2 Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminden farkı; Şekil 2.2'deki şematik görünümünden de anlaşılacağı üzere iki adet jeneratör kullanılmasıdır. Böylece yüksek sıcaklık ve basınçlı jeneratörde üretilen buhar, ikinci jeneratörde ısı kaynağı olarak değerlendirilmekte ve çevrimin etkenliği arttırılmaktadır.

Çevrim düşük, orta ve yüksek basınç olarak üç basınç aralığında çalışmaktadır. Absorber ve buharlaştırıcı düşük basınç aralığında çalışırken ikinci jeneratör ve yoğusturucu orta basınç aralığında, birinci jeneratör ise yüksek basınç aralığında çalışmaktadır.



Şekil 2.2 Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi

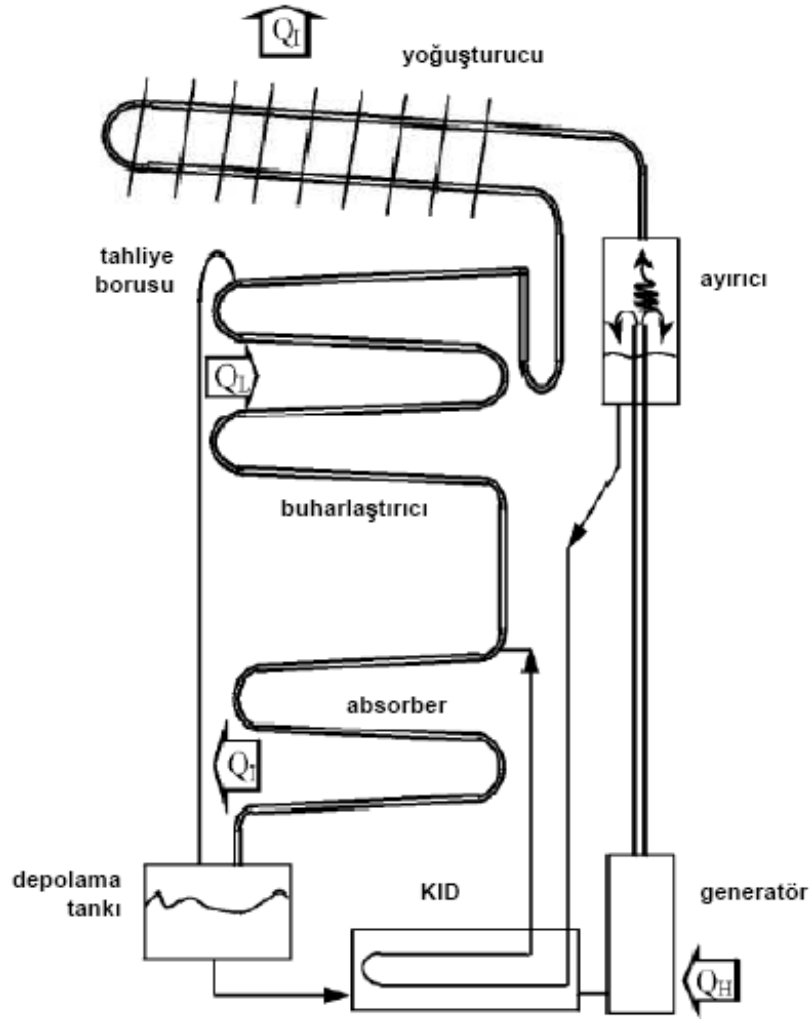
2.3 GAX Çevrimi

Jeneratör / absorber ısı değiştiricisi (GAX) çevrimi, esasen tek kademeli bir soğutma çevrimi gibi görünen yapısı ile daha yüksek COP değerlerine ulaşılabilen bir soğutma çevrimidir. İlk olarak Altenkirch tarafından 1911 yılında tanımlanmış ve 1914'te patentlenmiştir (Bozkaya, 2010).

Buharlaştırıcıdan gelen ana akışkan ön ısıtıcıda ısıtılır ve jeneratörden gelen fakir çözelti ile birlikte absorbere girer. Fakir çözelti ana akışkanı absorbe ederek zenginleşmeye başlar, bu işlem sırasında ısı ortaya çıkar. Absorpsiyonun devam edebilmesi için ortaya çıkan ısı, absorberin üst kısmından ikincil bir akışkana aktarılıp jeneratöre iletilerek ortamdaki ısı uzaklaştırılır. Isıyı alan ikincil akışkan jeneratörde ısıyı verdikten sonra absorbere geri döner. Absorberin alt kısmında zenginleşmeye

Çalışma akışkanı olarak amonyak - su çifti kullanılır. Yardımcı gaz olarak çözünmeyen gazlardan hidrojen veya helyum kullanılır. Amonyak su akışkan çifti jeneratör, habbecikli pompa, absorber ve çözelti ısı değiştiricisi elemanlarından oluşan çözelti çevriminde dönerken yardımcı gaz; buharlaştırıcı, absorber ve yardımcı gaz ısı değiştiricisinden oluşan ikincil bir çevrimde dönmektedir. Yardımcı gaz sisteme dahil olup çözelti buharının kısmi basıncını düşürerek buharlaşma için gerekli basınç farkı sağlanır. Böylece pompada sıvıyı yukarı iten kabarcıklar oluşturur.

Difüzyon – absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 Difüzyon - absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi (Bozkaya, 2010)

2.5 Akışkan Çiftleri

Soğutma kapasitesi ve çalışma sıcaklığına göre absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde farklı akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Tablo 2.1’de farklı akışkan çiftleri listelenmiştir. Tabloda soğutkan grubundaki maddeler ana akışkan, absorbent grubundaki maddeler ise çözünen maddelerdir.

Tablo 2.1 Farklı akışkan çiftleri (Akdemir ve Güngör, 2001)

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Amonyak	Kalsiyumklorür
Amonyak	Stronsiyumklorür
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lityum nitrat
Amonyak	Lityum bromit
Amonyak	Çinko bromit
Amonyak	Sodyumtiyosiyanat
Amonyak	Lityumtiyosiyanat
Amonyak	n-Metil-2-pirrolidon
Amonyak	Metil-ε-kaprolakton
Amonyak	Dimetil metil fosfanat
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter
Amonyak	Dimetil formamit
Su	Lityum bromür
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R12	Dimetil asitamit
R12	Sikloheksanon
R21	Dimetil etil ester

Tablo 2.1 devamı

R22	Dimetil formamit
R22	Sikloheksanon
R22	Dimetil asitamit

Listelenen akışkan çiftleri arasında en çok kullanılan lityum bromür – su ve amonyak – su çifti daha detaylı olarak incelenmiştir.

2.5.1 Lityum Bromür – Su Akışkan Çifti

Ana akışkan su, çözünen ise lityum bromür tuzudur. Absorbere gelen su burada jeneratörden gelen lityum bromür içeriği zengin çözelti ile karışarak jeneratöre gider. Lityum bromür – su çözeltisi bir katı-sıvı çözeltisi olduğu için jeneratörde buharlaştırma ile ayrıştırma yöntemi kullanılarak su buharlaştırılır ve çevrime döner. Lityum bromür içeriği zengin olan çözelti ise absorbere geri döner.

Çevrimde dönen ana akışkan su olduğu için soğutma aralığı sınırlıdır. 4°C'ye kadar bir soğutma sağlayabilir. Genellikle endüstriyel soğutma ve merkezi klima sistemlerinde kullanılmaktadır.

2.5.2 Amonyak – Su Akışkan Çifti

Ana akışkan amonyak, çözünen ise sudur. Jeneratöre gelene kadar lityum bromür – su akışkan çifti ile aynı adımlar geçerlidir. Burada çözelti sıvı-sıvı çözeltisi olduğu için ayrıştırma yöntemi olarak buharlaştırma değil damıtma yöntemi kullanılacaktır. Bu sebeple jeneratör ile bütünleşik tasarlanmış bir damıtma kolonunda damıtıldıktan sonra amonyağı istenilen saflık derecesinde çevrime göndermek için ayırıcıda ikinci bir saflaştırma daha yapılır.

Lityum bromür – su akışkan çiftine kıyasla çok daha düşük sıcaklıklara kadar (-40°C) soğutma yapılabilirken daha düşük COP değerlerine ve ısıl kompresörde daha

fazla çevrim elemanına gereksinim vardır. Öte yandan iki çevrimin çözelti ve çözelti bileşenleri yönünden kıyaslaması Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2 Amonyak - su ve lityum bromür - su akışkan çiftlerinin kıyaslanması (Herold ve diğer., 2016)

Özellikler	Amonyak Su	Su Lityum Bromür
Ana Akışkan		
Yüksek Gizli Isı	İyi	Çok İyi
Ortalama Buhar Basıncı	Çok Yüksek	Çok Düşük
Düşük Donma Sıcaklığı	Çok İyi	Sınırlı Kullanım
Düşük Viskozite	İyi	İyi
Çözünen		
Düşük Buhar Basıncı	Zayıf	Çok İyi
Düşük Viskozite	İyi	İyi
Çözelti		
Katı Hal İçermemesi	Çok İyi	Sınırlı Kullanım
Düşük Zehirlilik	Zayıf	İyi
Soğutkan ve Çözücü Arasında	İyi	İyi
Yüksek Çözünürlük İlgisi		

2.6 Çevrim Elemanları

Bu bölümde tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin sistem elemanları ve elemanların görevleri anlatılmaktadır.

2.6.1 Yoğuşturucu

Soğutma çevriminde ısının atıldığı yerdir. Ayırıcıdan gelen amonyak buharı burada çevresine ısı vererek soğur ve doymuş sıvı haline geçer.

2.6.2 Buharlaştırıcı

Soğutulacak yerden ısıyı alan çevrim elemanıdır. Çevreden ısı alarak genleştirme vanasından gelene amonyağı buharlaştırır ve absorbere iletir.

2.6.3 Genleştirme Vanası

Amonyağı buharlaştırıcı basıncına düşürmek için kullanılır.

2.6.4 Absorber

Soğutma çevrimini tamamlayan amonyak, jeneratörden gelen amonyak yönünden fakir amonyak – su çözeltisi ile karışıp ısı vererek sıvılaşır. Bu çalışmada helisel borulu ısı değiştiricisi modelinde bir absorber seçilmiştir.

2.6.5 Isı Değiştiricileri

Soğutma sisteminde iki adet ısı değiştiricisi kullanılmıştır.

2.6.5.1 Çözelti Isı Değiştiricisi

Pompadan çıkan amonyak yönünden zengin içerikli çözelti jeneratöre girmeden önce jeneratörden çıkan amonyak yönünden fakir içerikli çözelti ile ısı alışverişine girer. Böylelikle hem jeneratörde gereken ısı transferi hem de absorberden uzaklaştırılan atık ısı azalmıştır. Isıl verim artmış olur.

2.6.5.2 Ön Soğutucu

Yoğuşturucudan çıkan amonyak buharlaştırıcıdan gelen amonyaktan ısı çekerek ön soğutma yapılan çevrim elemanıdır.

2.6.6 Pompa

Absorberden çıkan amonyak yönünden zengin çözeltiyi yoğunlaştırucu basıncına çıkaran çevrim elemanıdır. Çözeltiler için ağırlıkla resiprokal pompa türleri olmak üzere farklı tipte pompalar kullanılmıştır.

Diyafram pompaları pompanın sıvı haznesinde olan esnek bir diyaframın hareketi ile çalışmaktadır. Diyaframın ileri geri hareketi emme ve basma işlemini yapmaktadır. Sızıntılardan ötürü diyaframın sıkça değiştirilmesi gerekmektedir. Rotatif pompalarda sızıntı ve korozyon karşılaşılan en büyük problemler olmuştur. Pistonlu pompalar iyi performans göstermesine rağmen; titreşimli çalışma çevrimin bileşenlerini kötü etkilemiştir (Sohel ve Dawoud, 2006).

2.6.7 Jeneratör

Amonyak yönünden zengin içerikli çözeltinin buharlaşarak damıtılmaya başlandığı çevrim elemanıdır. Kaynatıcı borulu ısı değiştiricisi ve bir damıtma kolonu ile birlikte bütünleşik tasarlanmıştır.

Sisteme damıtma kolonundan giren çözeltinin buhar kısmı yükselirken sıvı kısmı ısı değiştiricisinin haznesinde toplanır ve kaynadıkça yükselir. Yükselen buhar hazneye inen sıvıyla karşılaştıkça içindeki su yoğunlaşır, böylece buharı amonyak yönünden zenginleştirir.

2.6.8 Ayırıcı

Damıtılmış soğutkan buharının çevrime dahil edilmeden önce %99 ile %99,6 mertebesinde saflığa getirildiği çevrim elemanıdır. Bu çalışmada ayırıcı tasarımı helisel borulu ısı değiştirici olarak tasarlanmıştır.

Amonyak içeriği yüksek olan soğutkan buharı, ayırıcıya girdikten sonra helisel borular arasından geçerken ısı vererek içindeki suyu bırakmaya devam eder ve

istenilen saflığa getirilerek yoğuşturucuya gönderilir. Bu çalışmada soğutma sıvısı olarak pompadan çıkan çözelti kullanılmış ve çözelti ısı değiştiricisine girmeden önce bir ön ısıtma da uygulanmış olur.



BÖLÜM ÜÇ

TERMODİNAMİK ANALİZ

Bu bölümde ısı tasarımları yapılacak absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Çevrimin analizi için gerekli değerler ve formüller Herold ve diğer. (2016)'den alınmıştır.

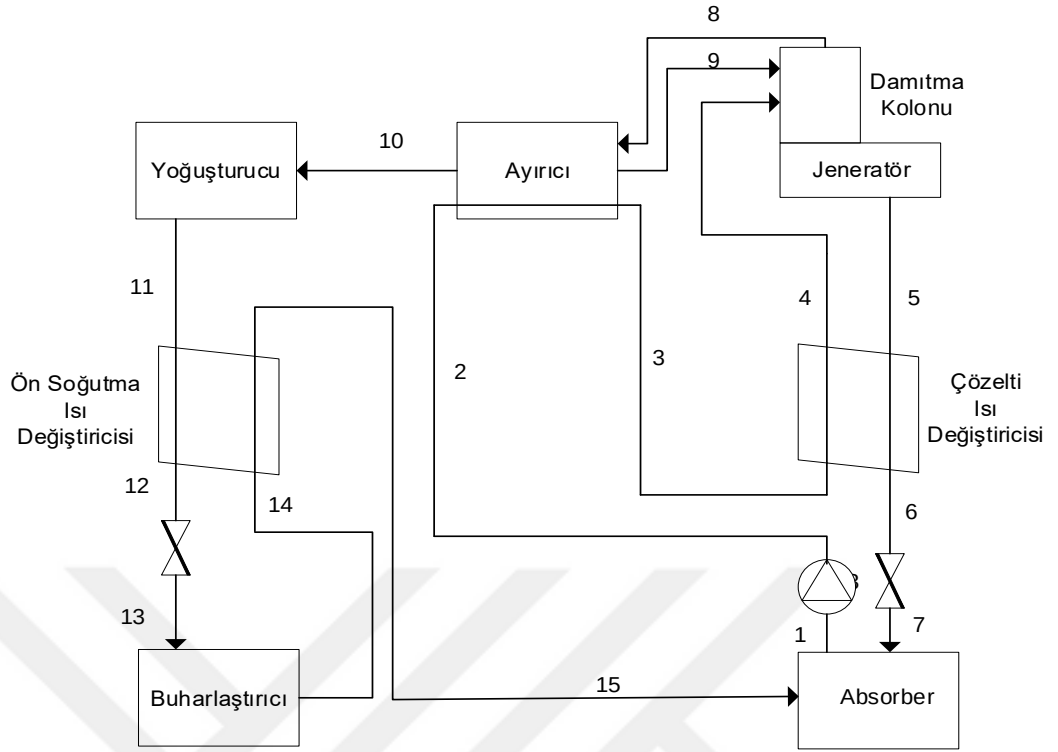
Jeneratör sıcaklığının artması ile, buharlaşma miktarı ve buna bağlı olarak kapasite ve verim artmaktadır. Bu çalışmada; güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi düşük sıcaklıklı kaynakların kullanılması açısından, jeneratör sıcaklığı 110 – 130°C arasında seçilmiş ve hesaplamalar 110°C için yapılmıştır.

Isı değiştiricisinin etkinliği, yüzey alanına ve ısı transfer katsayısına bağlı olarak değişir. Etkenliğin çok büyük olması, yüzey alanının orantısız artışına neden olurken, etkinliğin küçük olması ise sistemin performansını azaltır. Bu çalışmada çözelti ısı değiştirici etkinliği 0,8 ve ön soğutma ısı değiştiricisi etkinliği 0,5 seçilmiştir.

Ayırıcıda, damıtma kolonundan gelen buhar soğutularak içindeki su buharının yoğunlaştırılması amaçlanmaktadır. Yeterli zenginliğe ulaşmak ve iyi bir ısı transferi sağlamak amacı ile, buharın ayırıcıdan çıkış sıcaklığı soğutma çözeltisi giriş sıcaklığından 10°C yüksek alınmıştır.

3.1 Termodinamik Analiz

Bölüm ikide belirtildiği üzere akışkan çiftinin türüne göre farklı çevrim elemanları sisteme dahil olabilmektedir. Amonyak – su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için çevrim elemanları ve akış diyagramı Şekil 3.1'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.1 Amonyak - su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Absorberden alınan zengin çözelti ayırıcıdan ve çözelti ısı değiştiricisinden geçerek ön ısıtma sağlanır ve jeneratöre gelir. Jeneratörde ısı verilerek kaynama sağlanır ve amonyak içeriği yönünden zengin akışkan buharı ayırıcıya gönderilirken kalan fakir çözelti sıvı halde absorbere geri döner. Ayırıcıda akışkan buharı soğutularak içindeki su buharının yoğuşması sağlanır ve kalan yüksek derişimli amonyak buharı yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucudan çıkan sıvı amonyak ön soğutucudan geçerek buharlaştırıcıya gelir ve burada soğutma gerçekleşir. Buharlaştırıcıya gönderilen sıvı amonyak içinde az miktarda da olsa su bulunduğu için, buharlaştırıcıda buharlaşma tam olarak gerçekleşmemekte ve buharlaştırıcı çıkışı ıslak buhar durumunda kalmaktadır.

İncelenen sistemde buharlaştırıcı sıcaklığı -10°C 'de tutulurken, absorber ve yoğuşturucu 40°C sıcaklıktadır. Hesaplamalar pompa çıkışı sıvı dolaşım debisinin $0,05 \text{ kg/s}$ olduğu durum için yapılmıştır. Jeneratör kaynama sıcaklığı 110°C seçilmiştir. Çözelti ısı değiştiricisinin etkinliği ($\epsilon_{\text{çöz}}$) $0,8$; ön soğutma ısı değiştiricisinin etkinliği ($\epsilon_{\text{soğ}}$) $0,5$ ve pompa verimi (η_p) $0,5$ seçilmiştir. Verilen

şartlarda ayırıcıdan çıkan akışkan %99,9 saflığa ulaşmaktadır. Buharlaştırıcı çıkışı kuruluk derecesi %97,5 kabul edilmiştir.

Yapılan kabuller sonucu çevrimin her bir noktasının termodinamik özellikleri ve çevrim elemanlarının enerji, kütle ve derişim dengeleri hesaplanmıştır.

3.1.1 Pompa

Pompanın harcadığı gücü bulmak için Denklem (3.1) kullanılmıştır.

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1)}{\eta_p} \quad (3.1)$$

Hesaplanan değer (3.2) nolu eşitlikte yerine konarak pompa çıkışındaki akışkan özelliklerine ulaşılmıştır ve pompa gücü 0,1492 kW hesaplanmıştır.

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} \quad (3.2)$$

3.1.2 Absorber

Absorberdeki kütle, derişim ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{15} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_7 \cdot x_7 + \dot{m}_{15} \cdot x_{15} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad (3.5)$$

3.1.3 Jeneratör ve Damıtma Kolonu

Jeneratör ve damıtma kolonundaki kütle, derişim ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir. Damıtma kolonundan çıkış sıcaklığı besleme sıvısı geliş sıcaklığına eşit alınmıştır. Fakir içerikli çözeltinin jeneratörden dönüş sıcaklığı jeneratör buharlaşma sıcaklığına eşit alınmıştır.

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_9 \cdot x_9 + \dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_5 \cdot x_5 + \dot{m}_8 \cdot x_8 \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{jen} + \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (3.8)$$

3.1.4 Ayırıcı (Rektifier)

Ayırıcıdaki kütle, derişim ve enerji dengeleri aşağıda verilmiştir. Ayırıcıdan buharın çıkış ve sıvının dönüş sıcaklıkları eşit alınmıştır.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_9 \cdot x_9 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{Q}_{ayr} \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{ayr} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.12)$$

3.1.5 Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucuda ortama atılan ısı Denklem (3.13)'ten hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.13)$$

3.1.6 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Buharlaştırıcıda soğutulacak ortamdan çekilen ısı miktarı (3.14) nolu eşitlikten hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (3.14)$$

3.1.7 Isı Değiştiricileri

Çevrimde kullanılan her iki ısı değiştiricisinde, bir etkinlik değeri kabulü ile çıkış sıcaklıkları hesaplanmıştır. $\dot{Q}_{maks}$ değeri, ısıtıl kapasitesi düşük olan akışkanın, diğer akışkan giriş sıcaklığına kadar ısıtılması veya soğutulması durumunda gerçekleşen ısı transferidir. Bulunan bu değer (3.15) nolu denklemde yerine konarak ısı değiştiricideki gerçekleşen ısı transferi miktarları hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ısıdeğ} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{maks} \quad (3.15)$$

Yapılan kabuller ve yazılan eşitliklerle birlikte belirlenen işletme koşulları da göz önüne alınarak Engineering Equation Solver (EES) aracılığı ile ulaşılan çevrim noktalarının termodinamik özellikleri Tablo 3.1’de listelenmiştir.

Tablo 3.1 Çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Çevrim Noktaları	Sıcaklık (T, °C)	Entalpi (h, kJ/kg)	Debi (m, kg/s)	Basınç (P, kPa)	Kuruluk derecesi (Q)	Kütleli amonyak derişimi (x)
1	40	-48,98	0,05	281	0	0,3927
2	40,43	-46	0,05	1.555	Sıkıştırılmış Sıvı	0,3927
3	43,05	-34,52	0,05	1.555	Sıkıştırılmış Sıvı	0,3927
4	93,76	192,7	0,05	1.555	Sıkıştırılmış Sıvı	0,3927
5	110	274,9	0,04733	1.555	0	0,3585
6	56,79	34,91	0,04733	1555	Sıkıştırılmış Sıvı	0,3585
7	48,93	34,91	0,04733	281	0,02185	0,3585
8	93,76	1480	0,003002	1.555	1	0,9725
9	50,9	72,87	0,0003277	1.555	0	0,7559
10	50,9	1330	0,002675	1.555	1	0,999
11	40	190,3	0,002675	1.555	0	0,999
12	24,51	114,7	0,002675	1.555	Sıkıştırılmış Sıvı	0,999
13	-10,86	114,7	0,002675	281	0,1264	0,999
14	-10	1224	0,002675	281	0,975	0,999
15	8,266	1300	0,002675	281	0,9987	0,999

Çevrim elemanlarının üzerindeki yükler ise Tablo 3.2’de sunulmuştur.

Tablo 3.2 Çevrim elemanlarının yükleri

Çevrim Elemanı	Isıl Yük (Q)[kW]
Absorber	7,529
Jeneratör	7,798
Ayırıcı	0,8635
Yoğuşturucu	3,048
Buharlaştırıcı	2,968

3.1.8 Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)

Absorpsiyonlu çevrimlerin soğutma etkinlik katsayısı soğutma kapasitesinin, jeneratörde verilen ısı ve pompa işlerinin toplamına oranı olarak tanımlanır.

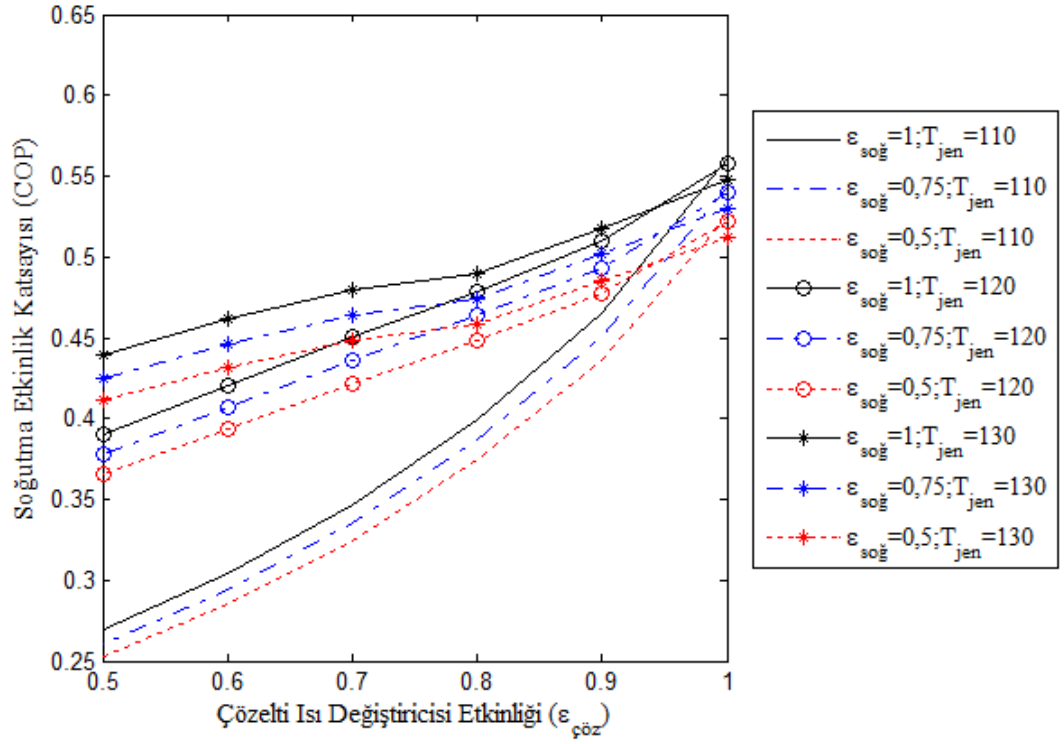
$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_p + \dot{Q}_{jen}} \quad (3.16)$$

Çalışılan durum için COP değeri 0,3735 olarak hesaplanmıştır.

3.2 Parametrik Analiz

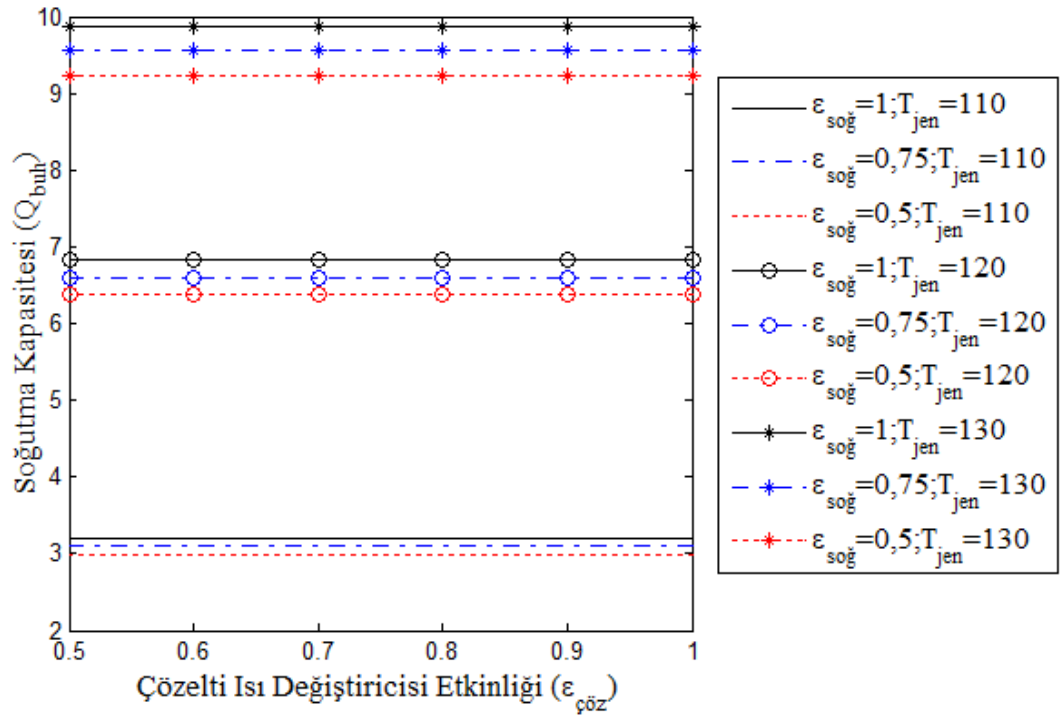
Bu bölümde absorber, çözelti pompası kütleli debisi, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları sabit kabul edilerek jeneratör sıcaklığı, ön soğutma ve çözelti ısı değiştiricisi etkinlikleri değişimlerinin sistem performansına ve soğutma kapasitesine etkileri değerlendirilmiştir. Jeneratör sıcaklığı sırası ile 110°C, 120°C ve 130°C alınmış; ısı değiştiricisi etkinlikleri 0,5 ve 1 arasında değiştirilmiştir.

Şekil 3.2’de parametre değişimlerinin COP üzerine etkileri verilmiş ve minimum ısı değiştiricisi etkinlikleri ve jeneratör sıcaklığında ($\epsilon_{\text{cöz}}=0,5$; $\epsilon_{\text{soğ}}=0,5$; $T_{\text{gen}}=110^\circ\text{C}$) 0,2525 ile en düşük değeri alırken en yüksek değere maksimum etkinliklerde ve belirtilen jeneratör sıcaklığında ($\epsilon_{\text{cöz}}=1$; $\epsilon_{\text{soğ}}=1$; $T_{\text{gen}}=110^\circ\text{C}$) 0,5616 ile ulaşıldığı görülmüştür.



Şekil 3.2 COP değerinin parametrelere göre değişimi

Şekil 3.3'te parametre değişimlerinin soğutma kapasitesine etkileri verilmiş ve en düşük soğutma kapasitesinin minimum ön soğutma ısı değiştiricisi etkinliği ve jeneratör sıcaklığında ($\epsilon_{soğ}=0,5$; $T_{gen}=110^{\circ}\text{C}$) 2,996 kW; maksimum ön soğutma ısı değiştiricisi etkinliği ve jeneratör sıcaklığında ($\epsilon_{soğ}=1$; $T_{gen}=130^{\circ}\text{C}$) en yüksek soğutma yükünün (Q_{buh}) 9,868 kW olduğu görülmüştür. Çözelti ısı değiştiricisi etkinliğinin değişimi soğutma kapasitesini değiştirmemektedir.



Şekil 3.3 Parametrelere göre soğutma kapasitesinin değişimi

Görüldüğü üzere jeneratör sıcaklığının artması ile beklenildiği gibi jeneratördeki buharlaşan debi miktarı, bununla birlikte soğutma kapasitesi de artmaktadır. Çözelti ısı değiştiricisi etkinliğinin düşük değerlerinde jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte COP değeri de yükselmektedir.

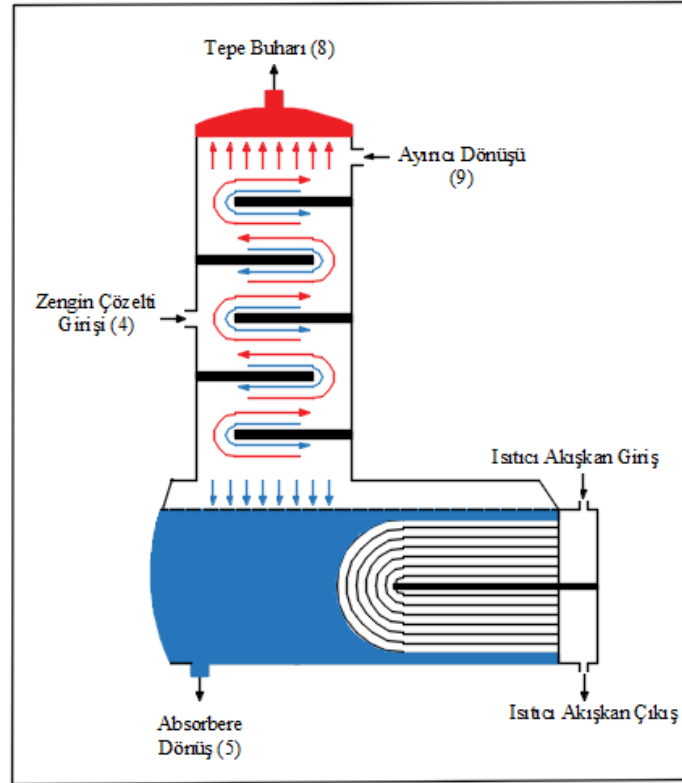
BÖLÜM DÖRT

ISIL ANALİZ

Jeneratör, absorber ve ayırıcı ünitelerin termodinamik analiz sonucu belirlenen ısı yüklerini ve giriş-çıkış durumlarını sağlayacak şekilde ön tasarımları yapılmış ve ısı yüküne ve akışkan derişimine bağılı olarak yüzey alanları ve damıtma kolonu tepsi sayıları belirlenmiştir.

4.1 Jeneratör ve Damıtma Kolonu Tasarımı

Jeneratörde buharlaşan çözelti damıtılarak yükselirken, içerisindeki su buharı yoğunlaşarak jeneratöre geri döner. Jeneratör aynı zamanda damıtma kolonunun kaynatıcısı görevini görmekte olup, jeneratör ve damıtma kolonu tek bir yapıdan oluşmaktadır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 Bütünleşik jeneratör ve damıtma kolonunun şematik gösterimi

4.1.1 Jeneratör Tasarımı

Jeneratörde havuz kaynaması gerçekleştiği varsayılmış ve buna uygun olarak kaynatıcı borulu (kettle) tipli ısı değiştirici seçilmiştir. Jeneratör kaynama sıcaklığını sağlamak üzere ısıtıcı akışkan geliş ve dönüş sıcaklıkları sırası ile 125°C ve 120°C seçilmiştir.

Akışkan sıcaklıkları, ısıtıcı suyun termofiziksel özellikleri ve tasarımda esas alınan boyutsal özellikler Tablo 4.1’de gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Jeneratör tasarım parametreleri

Jeneratörün Isıl Yüğü (Q_{jen}) [kW]	7,798
Kaynama Sıcaklığı (T_{kay}) [°C]	110
Isıtıcı Suyun Giriş Sıcaklığı ($T_{g,iç}$) [°C]	125
Isıtıcı Suyun Çıkış Sıcaklığı ($T_{ç,iç}$) [°C]	120
Her Geçişteki Boru Sayısı (N_{tek}) [-]	6
Boru tarafı Geçiş sayısı	4
Toplam Boru Sayısı (N) [-]	24
Isıtıcı Boru İç Çapı ($d_{iç}$) [m]	0,019
Isıtıcı Boru Dış Çapı ($d_{dış}$) [m]	0,025
Çeliğin Isı İletim Katsayısı ($k_{çelik}$) [W/(m·K)]	0,0166
Isıtıcı suyun Özgül Isı ($c_{p,su}$) [kJ/(kg·K)]	4,253
Isıtıcı suyun Isı İletim Katsayısı (k_{su}) [kW/(m·K)]	0,0006694
Isıtıcı suyun Viskozite (μ_{su}) [kg/(m·s)]	0,0002271
Isıtıcı suyun Yoğunluk (ρ_i) [kg/m ³]	941,1
Isıtıcı suyun Prandtl Sayısı (Pri) [-]	1,443

Tasarımda, ısıtıcı akışkan olarak kullanılan su boru içinden akmaktadır. Enerji dengesinden su debisi 0,37 kg/s olarak hesaplanır. Boru içi akış hızı 0,23 m/s olmaktadır.

Reynolds sayısı 18.038 olarak hesaplanmış ve boru içi akışın türbülanslı akış olduğu belirlenmiştir.

$$Re = \frac{\rho_s \cdot V_{su} \cdot d_{iç}}{\mu_{iç}} \quad (4.1)$$

Boru içi türbülanslı akış için Nusselt sayısının bulunmasında (4.2) nolu bağıntı, ısı taşınım katsayısının bulunmasında ise (4.3) nolu bağıntı kullanılmıştır.

$$Nu_{iç} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{iç}^{0,3} \quad (4.2)$$

$$h_{taşınım,iç} = Nu_{iç} \cdot \frac{k_{iç}}{d_{iç}} \quad (4.3)$$

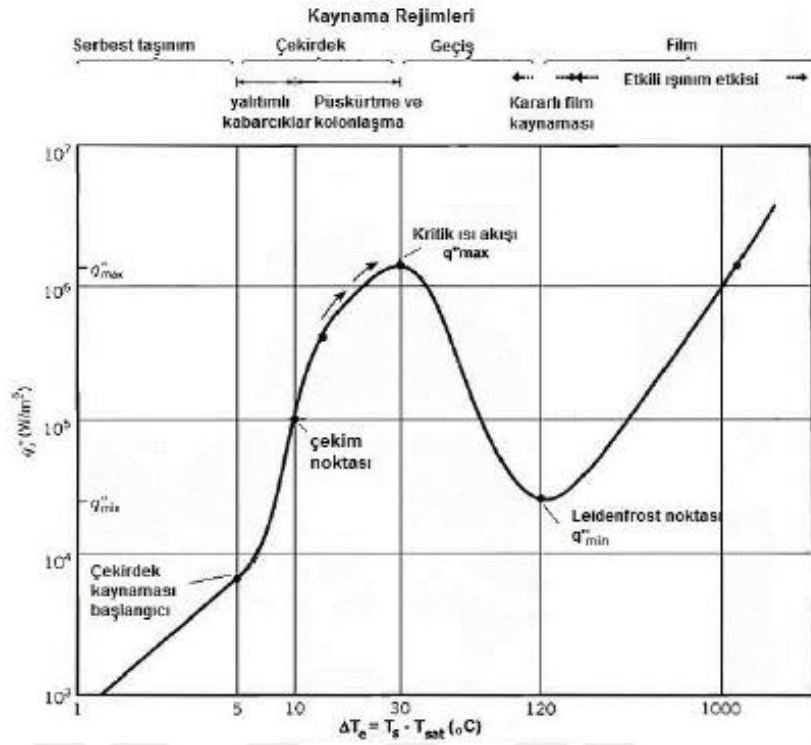
Buna göre Nusselt sayısı 65,23; boru içi ısı taşınım katsayısı 2,298 kW/(m²·K) olmaktadır.

Boru demetinin çapı Denklem (4.4) kullanılarak 0,23 m bulunur. Boruların dizilimi kare dizilim olarak seçilmiştir.

$$D_{demet} = d_{dış} \cdot \left(\frac{N}{C_{demet}} \right)^{1/n_{demet}} \quad (4.4)$$

Denklemdaki C_{demet} ve n_{demet} değişkenleri 4 boru geçişi ve kare dizilim için 0,158 ve 2,263 alınmıştır (Genceli, 2005).

Kaynatıcı borulu ısı değiştiricinin haznesinde toplanan amonyak – su çözeltisi burada havuz kaynamasına uğrar. Havuz kaynamasının türünü belirlemek adına Şekil 4.2’deki grafik kullanılır. Bu grafiğe göre ısıtıcı bölge ortalama sıcaklığı ile haznede toplanan amonyak - su çözeltisinin kaynama sıcaklığının farkı havuz kaynamasının türünü verecektir.



Şekil 4.2 Tipik havuz kaynaması eğrisi (Çengel, 2014)

İyi bir ısı transferi sağlanması için kabarcıklı kaynama bölgesinde kalmak önemlidir. Çalışmada ısı transfer katsayısı $4 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ olarak kabul edilmiştir. Toplam ısı taşınım katsayısı Denklem (4.5) kullanılarak $0,9716 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ bulunur.

$$\frac{1}{U_{taş}} = \frac{1}{\frac{d_{iç}}{d_{dış}} \cdot h_{iç}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{dış}}{d_{iç}}\right) \cdot d_{dış}}{2 \cdot k_{çelik}} + \frac{1}{h_{dış}} \quad (4.5)$$

İç ve dış taşınım katsayılarının oranından boru dış yüzey ortalama sıcaklığı $116,7^\circ\text{C}$ olarak hesaplanır. Denklem 4.6 kullanılarak logaritmik sıcaklık farkı $12,33^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{kay} - T_{iç,ç}) - (T_{kay} - T_{iç,g})}{\ln\left(\frac{T_{kay} - T_{iç,ç}}{T_{kay} - T_{iç,g}}\right)} \quad (4.6)$$

Bulunan değerler ısı transferi denkleminde yerine konarak ısı transferi için gerekli yüzey alanı 0,65 m²; yüzey alanına bağlı olarak toplam boru uzunluğu 8,287 m ve verilen boru sayısı kabulüne göre her bir boru boyu 0,35 m olarak hesaplanır.

4.1.2 Damıtma Kolonu Tasarımı

Damıtma kolonunda, ısı değiştiriciden gelen zengin çözeltinin sıvı ve buhar fazları ayrılarak sıvı fazı jeneratörü beslemekte, buhar fazı ise ayırıcıya gönderilmektedir.

Damıtma kolonuna giren çözeltinin buharı tepe bölgesindeki tepsilerin arasında yoğuşarak zenginleşirken sıvı kısmı dip bölgedeki tepsilerden jeneratöre doğru iner ve jeneratörden buharlaşarak yükselen çözelti ile etkileşim içine girerek hem kendi içindeki sıvı amoyağın bir kısmının kaynamasını, hem de yükselen buharı soğutarak içindeki su buharının bir kısmının yoğuşmasını sağlar. Jeneratöre inen sıvının ise bir önceki kısımda anlatıldığı gibi kaynatılarak yükselmesi ve tepsiler arasında yoğuşarak zenginleşmesi beklenir. Damıtma kolonu tasarımında tepsi sayısı ve kolon çapı önemli iki öğedir.

4.1.2.1 Tepsi Sayısının Hesaplanması

Tepsi sayısı hesaplanmasında Smoker bağıntıları kullanılacaktır. Bu yöntemde, deneysel olarak belirlenmiş katsayılar kullanılarak dip ve tepe bölgesindeki tepsi sayıları ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Akışın herhangi bir noktasındaki kütleel derişim oranı Denklem (4.7) kullanılarak molar orana çevrilir.

$$x_{A,amonyak} = \frac{\frac{x_{amonyak}}{M_{A,amonyak}}}{\frac{x_{amonyak}}{M_{A,amonyak}} + \frac{x_{su}}{M_{A,su}}} \quad (4.7)$$

Buna göre damıtma kolonunun besleme noktasında, tepe buharında ve jeneratör haznesinde amonyağın molar derişim değeri sırasıyla 0,4062; 0,974 ve 0,3715 olarak hesaplanır.

Dip ve tepe noktaları sıcaklıklarındaki buhar basınçlarının oranına göre bağıl uçuculuk değeri sırasıyla 52,94 ve 68,42 olarak hesaplanır.

$$\alpha = \frac{P_{amonyak}^0}{P_{su}^0} \quad (4.8)$$

Damıtma kolonunu tepe noktasından terk eden buhar miktarının ($\dot{m}_8$) ayırıcıdan damıtma kolonuna geri dönen sıvı miktarına (reflux) oranı ($\dot{m}_9$) kütleli geri dönüş oranı olarak tanımlanır ve 9,162 olarak bulunur.

$$R = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_9} \quad (4.9)$$

Smoker denklemleri katsayıları (4.10), (4.11), (4.12), (4.13), (4.14), (4.15), (4.16) nolu denklemler aracılığı ile hesaplanır.

$$s_{tepe} = \frac{R}{R + 1} \quad (4.10)$$

$$b_{tepe} = \frac{x_{A,orttepe}}{R + 1} \quad (4.11)$$

$$(\alpha_{tepe} - 1) \cdot s_{tepe} \cdot k_{tepe}^2 + (s_{tepe} + b_{tepe} \cdot (\alpha_{tepe} - 1) - \alpha_{tepe}) \cdot k_{tepe} + b_{tepe} = 0 \quad (4.12)$$

$$x_{0,tepe} = x_{A,orttepe} - k_{tepe} \quad (4.13)$$

$$x_{n,tepe} = x_{A,ortgiriş} - k_{tepe} \quad (4.14)$$

$$c_{tepe} = (\alpha_{tepe} - 1) \cdot k_{tepe} + 1 \quad (4.15)$$

$$\beta_{tepe} = s_{tepe} \cdot c_{tepe} \cdot \left(\frac{\alpha_{tepe} - 1}{\alpha_{tepe} - s_{tepe} \cdot c_{tepe}^2} \right) \quad (4.16)$$

Giriş noktasının üst tarafındaki toplam tepsi sayısı Denklem (4.17)'dan hesaplanır.

$$N_{tepe} = \frac{\log_{10} \left[\frac{x_{0,tepe} \cdot (1 - \beta_{tepe} \cdot x_{n,tepe})}{x_{n,tepe} \cdot (1 - \beta_{tepe} \cdot x_{0,tepe})} \right]}{\log_{10} \left[\frac{\alpha_{tepe}}{s_{tepe} \cdot c_{tepe}^2} \right]} \quad (4.17)$$

Buradan $N_{tepe} = 0,9452$ olarak bulunur. Hesaplama sonucu tam sayı çıkmadığı için bir üst tam sayıya yuvarlanır ve tepe bölgesindeki tepsi sayısı 1 olarak belirlenir.

Benzer işlemler dip bölgesi tepsi sayısı hesaplaması için de tekrarlanır. (4.18) nolu eşitlikten (4.24) nolu eşitliğe kadar olan çözüm sistemi ile katsayılar belirlenir ve Denklem (4.25)'te yerine konur.

$$s_{dip} = \frac{R \cdot x_{A,ort_{giriş}} + x_{A,ort_{tepe}} - (R + 1) \cdot x_{A,ort_{dip}}}{R + 1} \quad (4.18)$$

$$b_{dip} = (x_{A,ort_{giriş}} - x_{A,ort_{tepe}}) \cdot \left[\frac{x_{A,ort_{dip}}}{(R + 1) \cdot (x_{A,ort_{giriş}} - x_{A,ort_{dip}})} \right] \quad (4.19)$$

$$(\alpha_{dip} - 1) \cdot s_{dip} \cdot k_{dip}^2 + (s_{dip} + b_{dip} \cdot (\alpha_{dip} - 1) - \alpha_{dip}) \cdot k_{dip} + b_{dip} = 0 \quad (4.20)$$

$$x_{0,dip} = x_{A,ort_{giriş}} - k_{dip} \quad (4.21)$$

$$x_{n,dip} = x_{A,ort_{dip}} - k_{dip} \quad (4.22)$$

$$c_{dip} = (\alpha_{dip} - 1) \cdot k_{dip} + 1 \quad (4.23)$$

$$\beta_{dip} = s_{dip} \cdot c_{dip} \cdot \left(\frac{\alpha_{dip} - 1}{\alpha_{dip} - s_{dip} \cdot c_{dip}^2} \right) \quad (4.24)$$

$$N_{dip} = \frac{\log_{10} \left[\frac{x_{0,dip} \cdot (1 - \beta_{dip} \cdot x_{n,dip})}{x_{n,dip} \cdot (1 - \beta_{dip} \cdot x_{0,dip})} \right]}{\log_{10} \left[\frac{\alpha_{dip}}{s_{dip} \cdot c_{dip}^2} \right]} \quad (4.25)$$

Alt taraftaki toplam tepsi sayısı 0,062 olarak hesaplanır ve bir üst tam sayıya yuvarlanarak alınır. Damıtma kolonundaki toplam tepsi sayısı 2 olmaktadır.

4.1.2.2 Kolon Çapının Hesaplanması

Denklem (4.26) kullanılarak kolon içinde izin verilen en yüksek buhar akış hızı hesaplanır.

$$V_{max} = K \cdot \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g}} \quad (4.26)$$

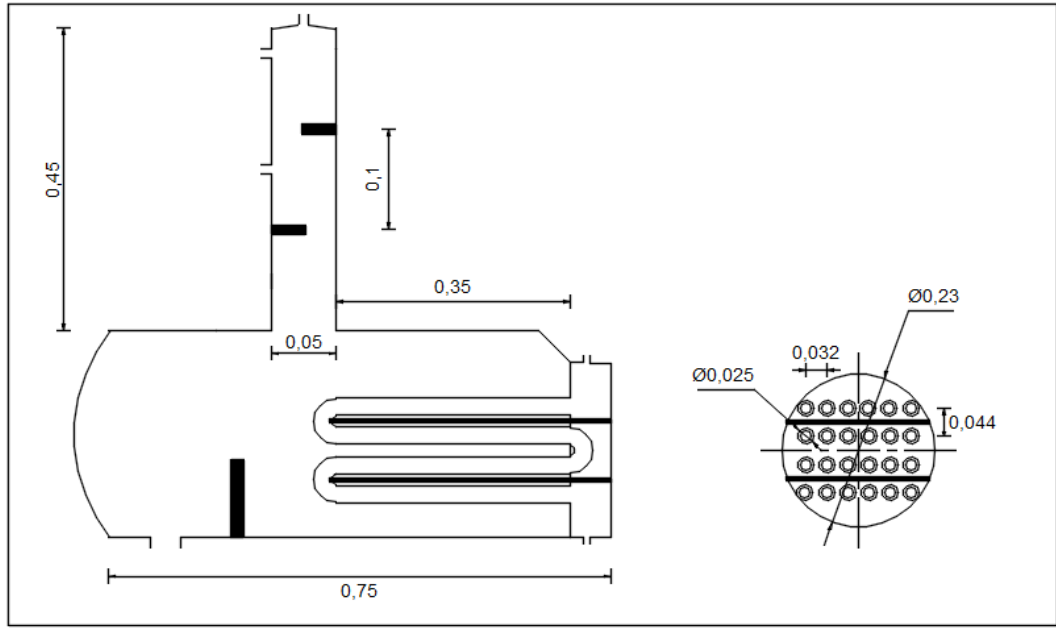
Denklemdaki K katsayısı API 12J standartlarına göre 0,091 olarak kabul edilmiştir. Buna göre izin verilen maksimum buhar akış hızı kolon dip tarafında 0,8478 m/s; tepe tarafında 0,8206 m/s olarak hesaplanır. Bulunan akış hızları (4.27) nolu denklemde yerine konarak kolon çapı hesabı yapılmıştır.

$$d_{kolon} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{V_{max} \cdot \pi \cdot \rho_g}} \quad (4.27)$$

Buharın kütleli debileri Tablo 3.1’de tepe bölgesi için 0,003002 kg/s olarak verilirken dip bölgesi için jeneratörde enerji dengesi kurularak 0,003906 değerine ulaşılır.

Buna göre kolon çapının olması gereken en düşük değerleri sırasıyla 0,026 m ve 0,022 m olarak hesaplanmış ve kolon çapı 0,05 m olarak seçilmiştir. Kolon çapı değerine göre tepsiler arası uzaklık 0,1 m seçilmiştir (Banchero ve Badger, çev., 1975).

Bütünleşik olarak tasarlanmış jeneratör ve damıtma kolonunun ölçekli şekli Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

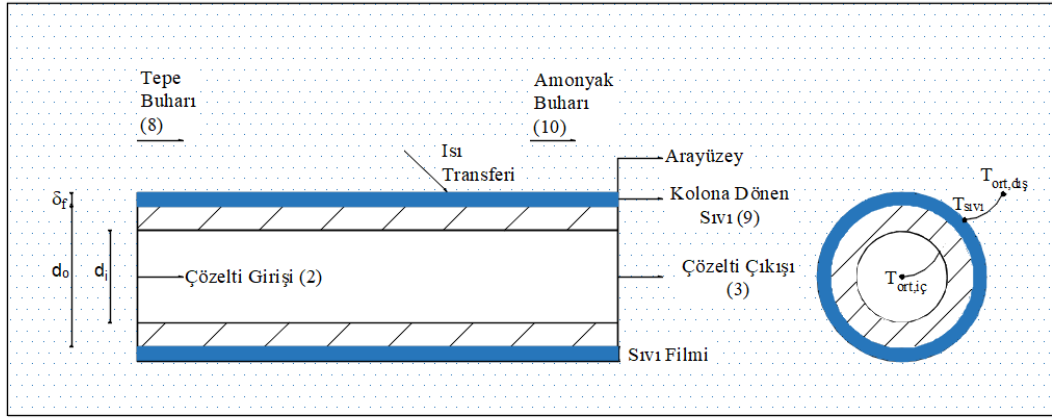


Şekil 4.3 Jeneratör ve damıtma kolonu

4.2 Ayırıcı Tasarımı

Damıtma kolonundan çıkan tepe buharı hala %2,75 oranında su buharı içermektedir. Ayırıcıda, buhar soğutularak içindeki su buharının yoğuşturulması hedeflenmiştir. Buhar, ayırıcıya damıtma kolonundan çıkış sıcaklığında girmektedir. Ayırıcı çıkışındaki derişim oranı %99,9 olması hedeflenmiştir. Buna göre, ayırıcı çıkış sıcaklığı 50,9°C ve ayırıcı ısı yükü 0,8635 kW olarak hesaplanmıştır. Yoğuşan sıvının damıtma kolonuna dönüş sıcaklığı, buhar çıkış sıcaklığına eşit alınmıştır.

Ayırıcı U-borulu ısı değıştircisi olarak tasarlanmıştır. Gövde tarafında buhar ve boru tarafında soğutma sıvısı bulunmaktadır. Soğutma sıvısı olarak, çözelti pompasından gelen zengin çözelti kullanılmaktadır. Soğuma ile birlikte buhar tarafında içinde su bakımından zengin sıvı damlacıkları oluşması beklenmektedir. Damlacıkların bir kısmı boru yüzeyinde bir sıvı filmi oluşturacaktır. Şekil 4.4'te ayırıcıdaki fiziksel durum ve ısı transferi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Ayırıcı borusu ısı transferi şematik gösterimi

Akışkanların ayırıcıya giriş ve çıkış kütledebileri, sıcaklık, basınç ve derişim oranları Tablo 3.1'de verildiğı gibidir. Ayırıcı tasarımında kullanılan boru ölçüleri standart tablolardan seçilmiştir (ASME, 2004). Ayırıcı tasarımı için kullanılan boyutsal ve ısı parametreleri Tablo 4.2'de listelenmiştir.

Tablo 4.2 Ayırıcı tasarım parametreleri

Soğutucu Boru İç Çapı ($d_{iç}$) [m]	0,0068
Soğutucu Boru Dış Çapı ($d_{dış}$) [m]	0,0103
Her Geçişteki Boru Sayısı (N_{tek}) [-]	12
Boru tarafı Geçiş sayısı	2
Toplam Boru Sayısı (N) [-]	24
Çözelti Giriş Sıcaklığı (T_2) [°C]	40,43
Çözelti Çıkış Sıcaklığı (T_3) [°C]	43,05

Tablo 4.2 devamı

Tepe Buharı Sıcaklığı (T_8) [$^{\circ}\text{C}$]	93,76
Kolona Dönen Sıvı Sıcaklığı (T_9) [$^{\circ}\text{C}$]	50,9
Buhar Çıkış Sıcaklığı (T_{10}) [$^{\circ}\text{C}$]	50,9
Yerçekimi İvmesi (g) [m/s^2]	9,81
Çeliğin Isı İletim Katsayısı ($k_{\text{çelik}}$) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,0166
Ayırıcının Isıl Yüğü (Q_{ayr}) [kW]	0,8635

Her bir bölge için akışkan ortalama sıcaklıkları ve ısı transferi hesaplamalarında kullanılan termofiziksel özellikler Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.3 Ayırıcıdaki akışkan termofiziksel özellikleri

Boru İçi Akış Bölgesinin Termofiziksel Özellikleri	
Akışkan ortalama sıcaklığı ($T_{\text{ort,iç}}$) [$^{\circ}\text{C}$]	41,74
Isı İletim Katsayısı (k_i) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,0004293
Viskozite (μ_i) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,0006703
Yoğunluk (ρ_i) [kg/m^3]	853,5
Sıvı filmi Termofiziksel Özellikleri	
Sıvı filmi ortalama sıcaklığı ($T_{\text{sivı}}$) [$^{\circ}\text{C}$]	50
Sıvı film Isı İletim Katsayısı ($k_{\text{sivı}}$) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,000393
Boru Dışı Buhar Bölgesinin Termofiziksel Özellikleri	
Ortalama Sıcaklık ($T_{\text{ort,dış}}$) [$^{\circ}\text{C}$]	72,33
Isı İletim Katsayısı (k_b) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,00003489
Viskozite (μ_b) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,00001157
Kinematik Viskozite (ν_b) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,000001834
Genleşme Katsayısı (β_b) [$1/\text{K}$]	0,004137
Yoğunluk (ρ_b) [kg/m^3]	4,288
Prandtl Sayısı (Pr_b) [-]	1,087

Boru içi akışın rejimini tayin edebilmek için Reynolds sayısının, Reynolds sayısını belirlemek için ise akış hızının bilinmesi gerekmektedir. Her geçişteki boru sayısı göz önüne alınarak boru içi akış hızı ve Reynolds sayısı hesaplanır.

$$u_i = \frac{\dot{m}_2}{\rho_i \cdot \pi \cdot \frac{d_{iç}^2}{4} \cdot N_{tek}} \quad (4.28)$$

$$Re_i = \frac{\rho_i \cdot u_i \cdot d_{iç}}{\mu_i} \quad (4.29)$$

Boru içi akış hızı Denklem (4.28)'den 0,13 m/s; Reynolds sayısı Denklem (4.29)'dan 1.157 hesaplanır. Akış türü laminar akıştır. Sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kabul edilerek Nusselt sayısı 3,66 alınmıştır. Nusselt sayısının bu değerine karşılık gelen boru içi taşınım katsayısı Denklem (4.30)'dan 0,2297 kW/(m²·K) hesaplanır.

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_{iç}}{k_i} \quad (4.30)$$

Boru dışı ısı taşınım katsayısı doğal taşınım şartlarına göre hesaplanır. Yoğuşan sıvının oluşturduğu arayüzeye çözelti buharından doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Ara yüzey sıcaklığı, buhar ve yoğuşma sıvısının ayırıcısı yoğuşma sıcaklığında terk ettikleri varsayılmıştır. Rayleigh sayısı Denklem (4.31)'den hesaplanmaktadır.

$$Ra_b = \frac{g \cdot \beta_b \cdot (T_{ort,dış} - T_{ara}) \cdot Pr_b \cdot (d_{dış} + 2 \cdot \delta_{film})^3}{\nu_b^2} \quad (4.31)$$

Bu bağıntıda bir ilk yaklaşım olarak arayüzey sıcaklığı, sıvının ayırıcıdan çıkış sıcaklığına eşit alınmış ve Rayleigh sayısı 544.591 olarak hesaplanmıştır. Bu değer doğal taşınımın laminar bölgede kaldığı göstermektedir ($Ra_b < 10^{12}$). Denklem (4.32)

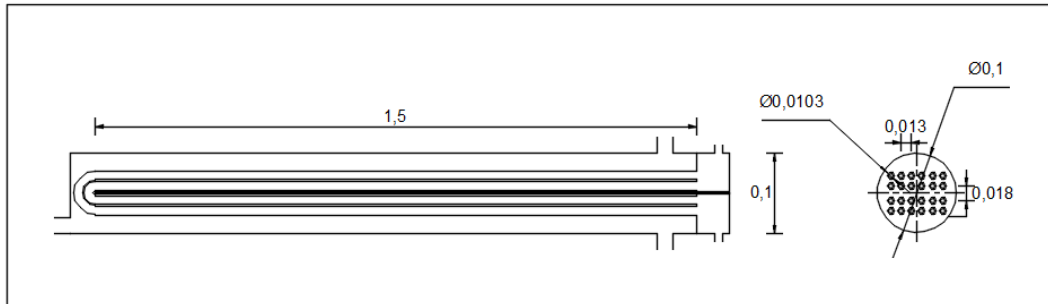
kullanılarak Nusselt sayısı 12,92 ve ısı transfer katsayısı (h_d) 0,03665 kW/(m²·K) olarak hesaplanmıştır.

$$Nu_b = \left[0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_b^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_b} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad (4.32)$$

Toplam ısı transfer katsayısı Denklem (4.33)'ten 0,02629 kW/(m²·K) olarak bulunur.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\frac{d_{iç}}{d_{dış}} \cdot h_i} + \frac{\ln \left(\frac{d_{dış}}{d_{iç}} \right) \cdot (d_{dış} + 2 \cdot \delta_{film})}{k_{çelik}} + \frac{\ln \left(\frac{d_{dış} + 2 \cdot \delta_{film}}{d_{dış}} \right) \cdot (d_{dış} + 2 \cdot \delta_{film})}{k_{sıvı}} + \frac{1}{h_d} \quad (4.33)$$

İç ve dış akış arasındaki logaritmik sıcaklık farkı 23,74°C hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler kullanılarak ayırıcıda ısı transferi için gerekli yüzey alanı 1,384 m² ve toplam boru uzunluğu L=35,81 m olarak hesaplanır. 2x12 borulu ısı değiştiricisi için tek bir boru uzunluğu 1,5 m olmaktadır.



Şekil 4.5 Ayırıcı

BÖLÜM BEŞ

ABSORBER TASARIMI

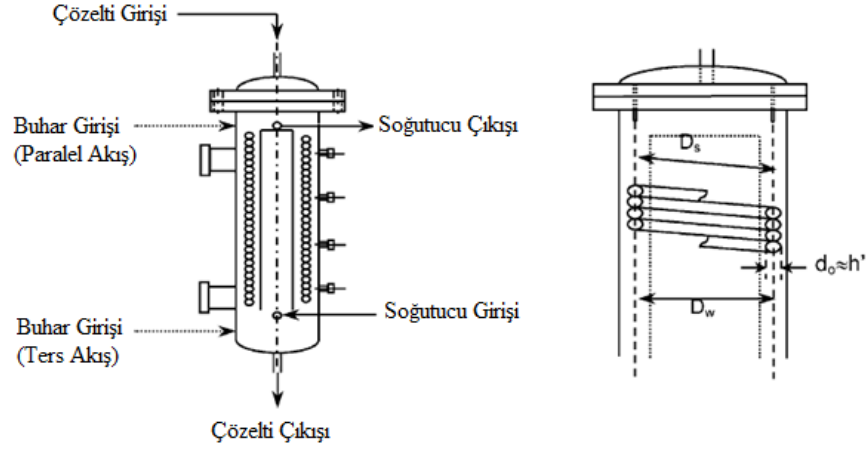
Bu bölümde absorberle ilgili literatür ve farklı tasarım yapıları tanıtılmış, bilahare ısı ve kütle transferi hesapları yapılarak seçilen tasarım boyutlandırılmıştır.

5.1 Absorber Tasarımı ile İlgili Çalışmalar

Literatürde farklı yapıdaki absorberlerdeki ısı ve kütle transferi hesaplamaları için yapılmış çalışmalar mevcuttur. Absorberdeki ısı ve kütle transferi için yapılan çalışmalar mevcuttur. Bayrakçı ve diğer. (2007) çalışmalarında serpantinli bir ısı değiştiricideki ısı ve kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Kütle transferi serpantinli borular üzerindeki yoğunlaşma esnasında olmaktadır. Çalışma akışkanı olarak ters akışlı su ve hava seçilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre bir matematiksel model oluşturmayı hedeflemişlerdir. Model oluşturmada Runge Kutta metodu ve iterasyon yöntemi kullanılmıştır. Akışkanların hızı, suyun kütleli debisi ve helisel boru yüksekliği değişken olarak alınıp sonuçlar grafiklerle ortaya konmuştur. Buna göre kullanılan ısı değiştiricide hava ile suyun temas ettiği yüzey az olduğu için bulunan ısı ve kütle transfer katsayılarının literatürdeki değerlere göre daha düşük olduğu belirtilmiştir.

Kwon ve Jeong (2004) helisel borulu (Şekil 5.1) bir absorberdeki düşen film yoğunlaşmasını ve absorbere giren buharın akış yönünün ve çözelti derişiminin ısı ve kütle transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan çalışma akışkanı amonyak – su akışkan çiftidir. Deneyde kullanılan 3 farklı çözeltinin kütlece amonyak yüzdeleri %3, %14 ve %30'dur. Deneyin sonucunda ısı transfer katsayısının çözelti debisi ve sıcaklığı artışı ile arttığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı, Reynolds ve ara yüzey kayma gerilmesinin bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır; bu sebeple kütle transferinin gerçekleştiği ara yüzeydeki kayma gerilmesinin ısı ve kütle transferine etkisi incelenmiş ve olumsuz yönde etkilediği görülmüştür. Yüksek derişimli çözeltilerde çözeltinin buhar fazının

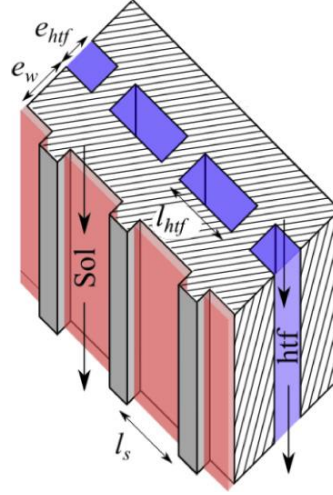
özgül hacmi ve buna bağlı olarak buhar hızı daha düşük olduğu için buhar akış yönünün ısı ve kütle transferine etkisi derişim arttıkça azalmaktadır.



Şekil 5.1 Helisel borulu absorber akış diyagramı (Kwon ve Jeong, 2004)

Rosa ve diğer. (2020) çalışmalarında düşen film yoğuşmalı bir absorber için oluşturdukları çözüm yöntemini anlatmışlar ve deneysel sonuçlar ile aradaki standart sapmayı göstermişlerdir. Soğutma çevrimi amonyak - su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimidir. Çözüm yöntemi kütle ve enerji dengesi, ısı ve kütle transferi denklemlerine ek olarak termodinamik ve transport özelliği hesaplamalarından oluşur. Denklemler sonlu farklar yöntemi ile çözülürken CAPE-OPEN Arayüz Desteği kullanılmıştır. Ulaşılan maksimum standart sapma %3,7 olup çözüm yöntemi literatürden elde edilen verilerle doğrulanmıştır.

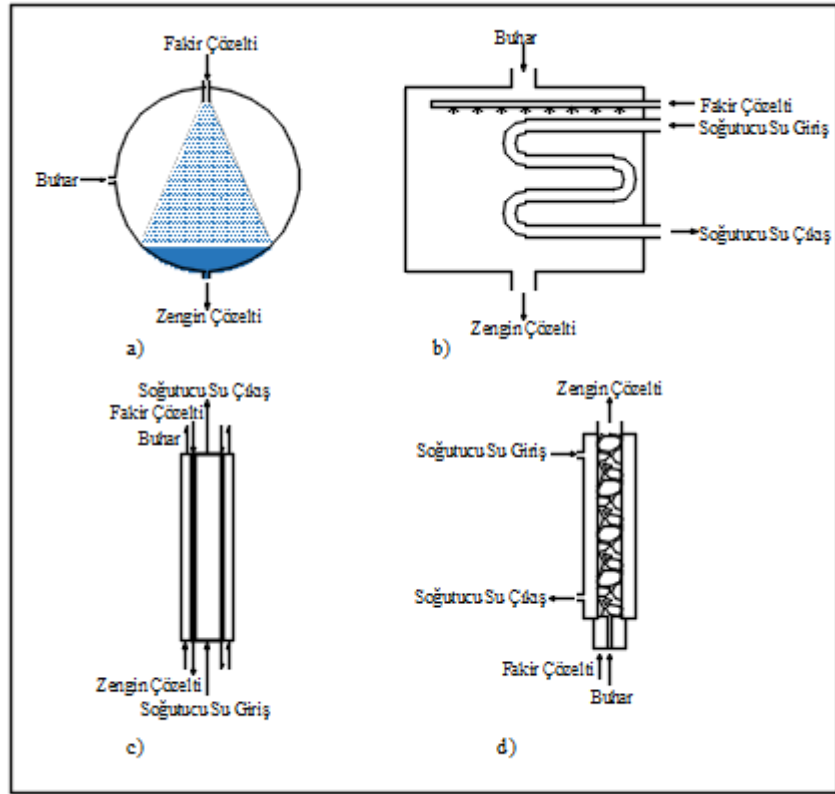
Michel ve diğer. (2017) çalışmalarında lityum bromür – su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için absorber tasarımı yapmışlardır. Tasarladıkları absorber dikey oluklu plakalı bir ısı değıştirici olup farklı çalışma koşullarındaki performansını incelemişlerdir. Şekil 5.2’de dikey oluklu plakalı ısı değıştiricinin bir kesiti bulunmaktadır.



Şekil 5.2 Dikey oluklu plakalı ısı değiştirici kesiti (Michel ve diğer., 2017)

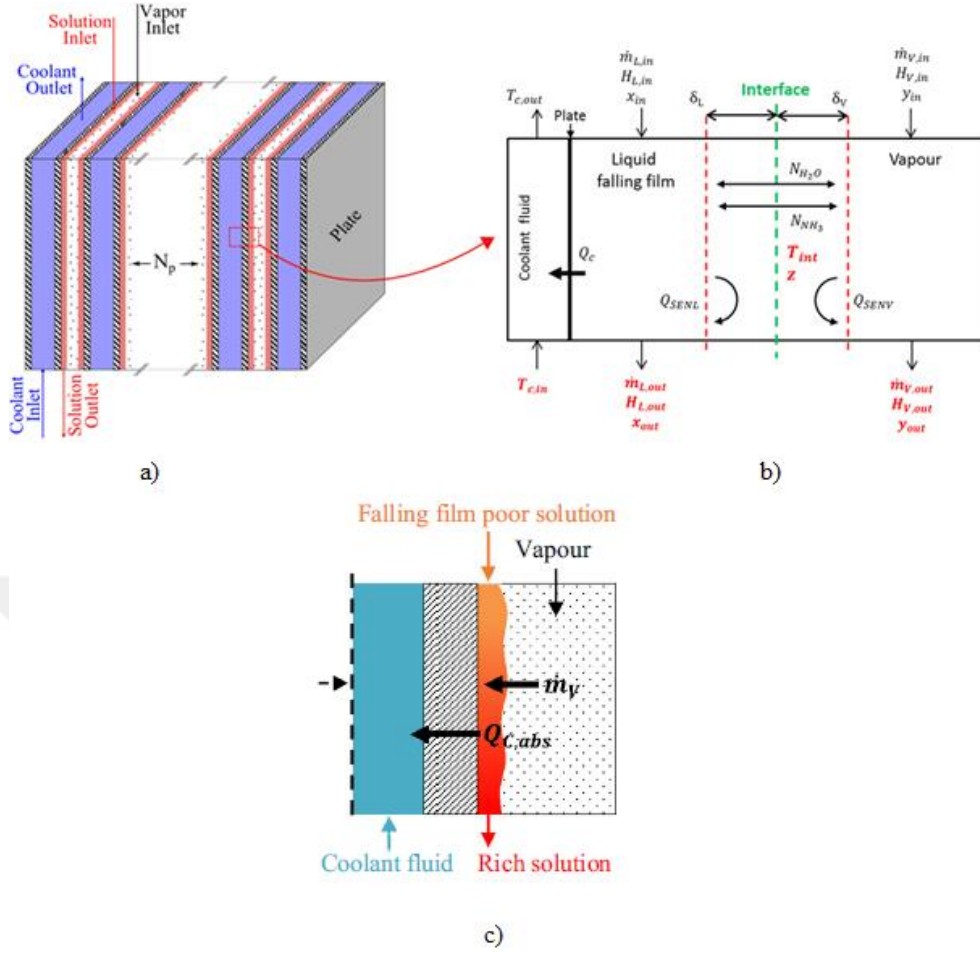
Isı değiştirici, düşük çözelti hızlarında laminar bir akışa uygun olarak tasarlanmıştır. Absorberin uzunluğunun, soğutma suyu giriş sıcaklığının, absorber basıncının, çözeltideki kütleli lityum bromür derişiminin, çözelti giriş sıcaklığının ve akış hızının performansa olan etkileri incelenmiştir. Birim metrekare için absorbe edilen su miktarı $7.10^{-3} \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ olarak bulunmuştur.

Amaris ve diğer. (2018) gelişmiş yüzey tasarımlarının, dolgu malzemelerinin ve nanoakışkanların kullanımının absorberdeki buhar difüzyonunu arttırmak üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu inceleme aynı zamanda farklı çalışma akışkanları için düşen film, spre ve kabarcık (Şekil 5.3) tip absorberlerdeki difüzyon süreçlerini, deney tekniklerini, çalışma koşullarını ve absorberlerdeki ısı ve kütle aktarımını geliştirme açısından en son gelişmeleri dikkate almıştır. Düşen film, spre ve kabarcık tip absorberler hakkındaki inceleme, ısı ve kütle transferi için baskın direncin çözelti tarafında olduğunu ve çözelti akışına ve derişimine büyük ölçüde bağlı olduğunu kanıtlamıştır. Çalışmalar ayrıca, soğutma suyu giriş sıcaklığı düşükçe kütle transferinin iyileştiğini göstermiştir.



Şekil 5.3 Absorber türlerinin şematik gösterimi. a) Sprey tip b) Yatay düşen film tipi c) Dikey düşen film tipi d) Kabarcık tip (Amaris ve diğer., 2018)

Triché ve diğer. (2017) çalışmalarında düşen film yoğuşmalı bir absorberdeki ısı ve kütle transferinin deneysel ve sayısal sonuçlarını kıyaslamaktadır. Sayısal analiz için bir model oluşturulmuştur ve diferansiyel boyutta simülasyonu yapılmıştır. Kullanılan ısı değiştiricisi plakalı ısı değiştiricisidir. Amonyak – su çözeltisi, düşen bir film olarak akmaktayken amonyak buharı karşı akımda yükselmektedir. Şekil 5.4'te absorberdeki akış diyagramı ile ısı ve kütle geçişleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Düşen film absorberde a) akış diyagramı b) ısı transferi c) kütle transferi (Triché ve diğer., 2017)

Simülasyondan elde edilen sonuçları deneysel verilerle doğrulamışlardır. İki sonuç arasında en çok %15 oranında sapma olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmanın sonuçları, difüzyon sırasında kütle transferinin düşen film kütle transfer katsayısı ile kontrol edildiğini ve çözelti tarafındaki ısı transfer direncinin ihmal edilebilir olduğunu göstermektedir.

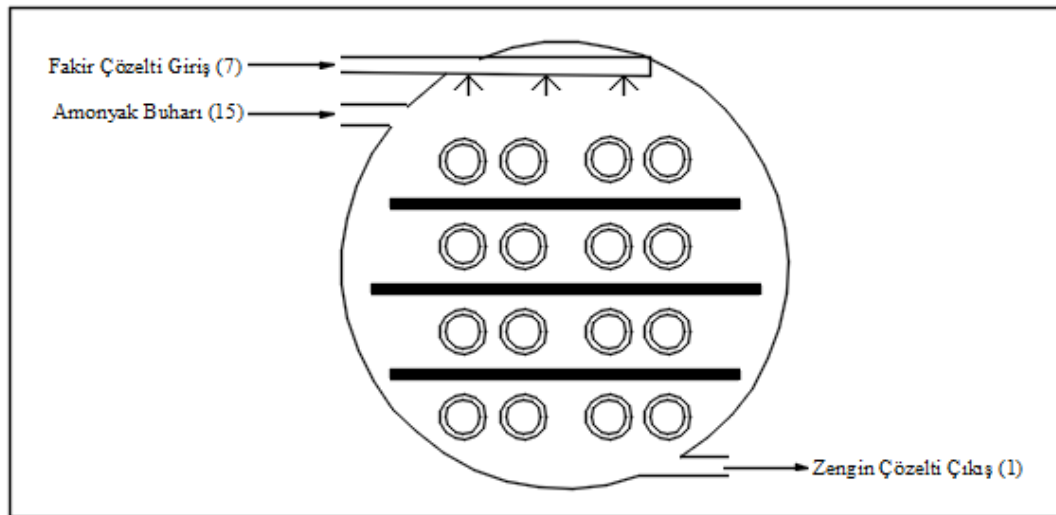
Lee ve diğer. (2012) yatay borulu düşen film amonyaklı su emicideki ısı ve kütle transferinin deneysel bir incelemesi yapmışlardır. Deneyler, 0,019 ile 0,034 kg/s arasında değişen çözelti kütleli debileri ve 150, 345 ve 500 kPa'lık üç absorber basıncı için 0,05 ile 0,4 aralığındaki jeneratör çıkışı amonyak kütleli derişimi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ölçme ve analiz teknikleri, ısı transfer hızları ve çözelti ve buhar

tarafındaki ısı ve kütle transfer katsayıları açıklanmıştır. Isı ve kütle transfer katsayılarındaki eğilimler, çözelti kütleli debisi ve amonyak derişimi ile absorber basıncının etkilerini vurgulayarak tartışılmıştır.

5.2 Isı ve Kütle Transferi Hesapları

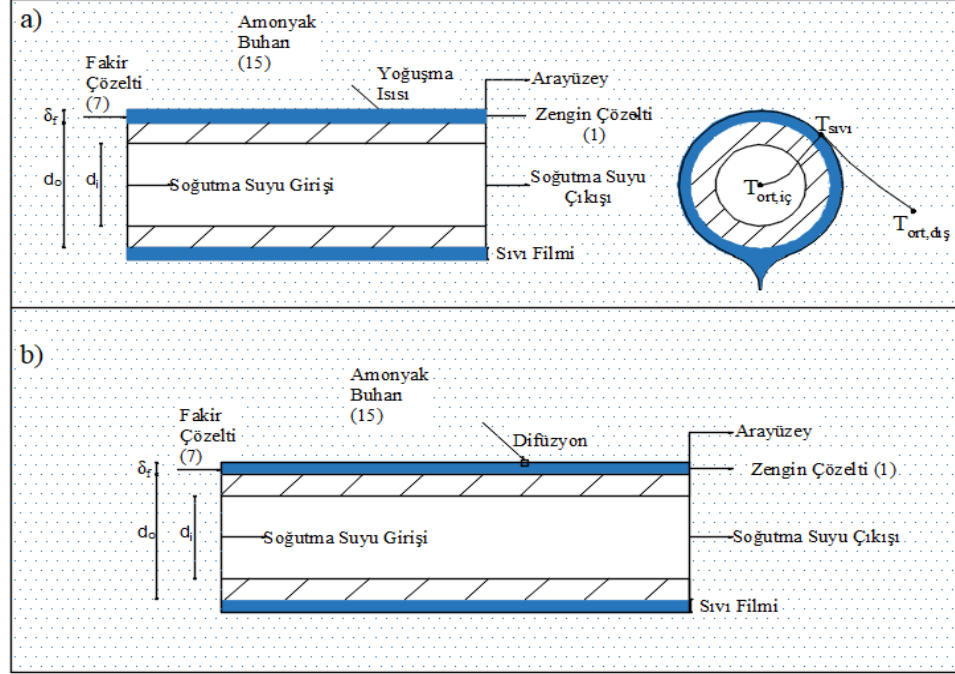
Absorber tasarımında dikkat edilmesi gereken iki önemli unsur vardır. Bu unsurlar ısı ve kütle transferidir. Bu bölümde tasarımı yapılacak olan absorberin ısı ve kütle transferi hesapları ve kullanılan denklem sistemleri ve çözüm yöntemlerinden bahsedilecektir.

Absorber gövde-boru tipli ısı değıştiricisi olarak tasarlanmıştır. Jeneratörden gelen fakir karışım ve buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharı absorberi üst taraftan beslemekte, zengin çözelti alt kısımdan alınmaktadır. Soğutma suyu borular içinde dolaşmaktadır. Amonyak derişimi yüksek buhar, borular üzerindeki sıvı filmi tarafından absorbe edilerek çözeltiyi zenginleştirmekte ve açığa çıkan ısı soğutma suyu tarafından uzaklaştırılmaktadır. Absorberin şematik kesit görüntüsü Şekil 5.5'teki gibidir.



Şekil 5.5 Absorber kesitinin şematik görüntüsü

Absorberdeki kütle ve ısı transferi mekanizmaları Şekil 5.6’da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Absorber borusu a) ısı ve b) kütle transferi şematik gösterimi

Şekil 5.6’da görüldüğü gibi sıvı çözelti boru demeti üzerinde bir sıvı filmi oluşturmakta ve ortamdaki amonyak buharı yoğuşarak sıvı filmine katılmaktadır. Sıvı filmi ile buhar arasındaki arayüzeyin sıcaklığı yoğuşma sıcaklığıdır. Isı transferi arayüzeyden soğutma suyuna doğru gerçekleşmektedir. Absorber tasarımı için kullanılan parametreler Tablo 5.1’de listelenmiştir.

Tablo 5.1 Absorber tasarım parametreleri

a) Boyutsal Parametreler	
Soğutucu Boru İç Çapı ($d_{iç}$) [m]	0,019
Soğutucu Boru Dış Çapı ($d_{dış}$) [m]	0,025
Her Geçişteki Boru Sayısı (N_{tek}) [-]	4
Boru tarafı Geçiş sayısı	4
Toplam Boru Sayısı (N) [-]	16
Yerçekimi İvmesi (g) [m/s^2]	9,81
Çeliğin Isı İletim Katsayısı ($k_{çelik}$) [$kW/(m \cdot K)$]	0,0166
b) Termodinamik Özellikler	
Absorber Isıl Yüğü (Q_{abs}) [kW]	7,579
Soğutucu Suyun Giriş Sıcaklığı ($T_{g,iç}$) [$^{\circ}C$]	25
Soğutucu Suyun Çıkış Sıcaklığı ($T_{ç,iç}$) [$^{\circ}C$]	30
Ara yüzey (yoğuşma) Sıcaklığı ($T_{arayüzey}$) [$^{\circ}C$]	40
Soğutkan Buhar Sıcaklığı (T_{15}) [$^{\circ}C$]	8,266
Soğutkan Buhar Debisi ($\dot{m}_{15}$) [kg/s]	0,002675
Soğutkan Buhar Derişimi (x_{15}) [-]	0,999
Fakir Çözelti Debisi ($\dot{m}_7$) [kg/s]	0,04733
Fakir çözelti giriş Sıcaklığı (T_7) [$^{\circ}C$]	48,93
Fakir Çözelti Derişimi (x_7) [-]	0,3585
Fakir Çözelti Kuruluk Derecesi (Q_7) [-]	0,02185
Çözelti çıkış Sıcaklığı (T_1) [$^{\circ}C$]	40
Çözelti çıkış Debisi ($\dot{m}_1$) [kg/s]	0,05
Çözelti çıkış Derişimi (x_1) [-]	0,3927

Tablo 3.2'den absorberin ısı kapasitesi 7,579 kW olduğu görülür. Absorber tasarımında, gövde buharından ara yüzeye doğru olan kütle transferi ve arayüzeyden soğutucu akışkana doğru olan ısı transferi ayrı ayrı değerlendirilmelidir. Bu çalışmada, arayüzey sıcaklığı 40°C kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir bölge için akışkan ortalama sıcaklıkları, ısı ve kütle transferi hesaplamalarında kullanılan termodinamik özellikler Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2 Absorberdeki akışkan termofiziksel özellikleri

Boru İçi Akış Bölgesinin Termofiziksel Özellikleri	
Akışkan ortalama sıcaklığı ($T_{ort,iç}$) [$^{\circ}\text{C}$]	27,5
Özgül Isı ($c_{p,su}$) [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	4,183
Isı İletim Katsayısı (k_{su}) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,0005989
Viskozite (μ_{su}) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,0008421
Yoğunluk (ρ_i) [kg/m^3]	996,3
Prandtl Sayısı (Pr_i) [-]	5,882
Film Sıcaklığına Bağlı Termofiziksel Özellikleri	
Sıvı filmi ortalama sıcaklığı (T_{film}) [$^{\circ}\text{C}$]	25
Isı İletim Katsayısı (k_{film}) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,00002515
Genleşme Katsayısı (β_{film}) [$1/\text{K}$]	0,00378
Viskozite (μ_{film}) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,000010004
Kinematik Viskozite (ν_{film}) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,000005058
Ara Yüzeyin Termofiziksel Özellikleri	
Denge durumu basıncı ($P_{arayüzey}$) [kPa]	252,2
Amonyak derişimi ($x_{arayüzey}$) [-]	0,9858
Buhar yoğunluğu ($\rho_{arayüzey}$) [kg/m^3]	1,691
Amonyak buharı yoğunluğu ($\rho_{arayüzey,amonyak}$) [kg/m^3]	1,667
Sıvı filmi Termofiziksel Özellikleri	
Isı İletim Katsayısı ($k_{sıvı}$) [$\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	0,00004318
Viskozite ($\mu_{sıvı}$) [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]	0,0007189
Sıvı Yoğunluğu ($\rho_{sıvı}$) [kg/m^3]	860,1
Boru Dışı Buhar Bölgesinin Termofiziksel Özellikleri	
Sıcaklık (T_b) [$^{\circ}\text{C}$]	25,35
Yoğunluk (ρ_b) [kg/m^3]	1,999
Amonyak derişimi (x_b) [-]	0,9932
Amonyak yoğunluğu ($\rho_{b,amonyak}$) [kg/m^3]	1,986

5.2.1 Isı Transferi Hesapları

Absorberde, amonyak buharının sıvı filminde absorbe edilmesi sonucu açığa çıkan ısı uzaklaştırılmaktadır. Hesaplamalarda, sıvı – buhar ara yüzeyi sıcaklığı 40°C alınmış ve ısı transferinin ara yüzey ile soğutma suyu arasında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Hesaplamalar aşağıda adım adım gösterilmiştir.

Verilen giriş ve çıkış sıcaklıkları için soğutma suyunun debisi enerji dengesinden 0,3623 kg/s ve boru içi akış hızı 0,32 m/s hesaplanmaktadır. Buna göre Reynolds sayısı olarak 7.209 hesaplanır ve akış tipinin türbülanslı olduğu görülür. Boru içi türbülanslı akış için Nusselt sayısı (5.1) nolu eşitliği kullanılarak 56,99 ve iç akış taşınım katsayısı $h_{iç}=1,796 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ hesaplanır.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_i^{0,4} \quad (5.1)$$

Laminer akışlarda boru demeti üzerindeki yoğuşma filmi taşınım katsayısı Nusselt yoğuşma bağıntısı ile verilmektedir.

$$h_{yoğ} = 0,729 \cdot \left[\frac{k_l^3 \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot h_{fg}}{\mu \cdot N \cdot d_{iç} \cdot (T_{yüzey} - T_{yoğ})} \right]^{0,25} \quad (5.2)$$

Bu bağıntıda, çevre buharı yoğuşma sıcaklığında olup duyulur ısı yükü bulunmamaktadır. Yoğuşma ısısı h_{fg} değerinin artması ile birlikte, birim yük için yoğuşan buhar miktarı azalmakta ve sıvı filminin incelmesi ile birlikte ısı transfer katsayısı artmaktadır. Absorberde, borular üzerinden akan sıvı filmi kütlesine, yoğuşan sıvı ile birlikte absorber boruları üzerinden akan çözelti de dahil edilmelidir. Bu durum, yoğuşma film kalınlığını artırarak, ısı transferini düşürecektir. Bu çalışmada, bir yaklaşım yapılarak, ısı yüküne karşılık gelen toplam çözelti miktarı göz önüne alınmış ve eşdeğer yoğuşma entalpisi tanımlanmıştır.

$$h_{fg} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{m}_1} \quad (5.3)$$

İç taraf taşınım katsayısı, boru direnci ve sıvı filmi direnci göz önüne alınarak, toplam ısı transferi bağıntısı (5.4) nolu eşitlikte verilmiştir.

$$\dot{Q}_{abs} = \frac{A \cdot \Delta T_{lm}}{\frac{1}{\frac{d_{iç}}{d_{dış}} \cdot h_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_{dış}}{d_{iç}}\right) \cdot (d_{dış})}{k_{çelik}} + \frac{1}{h_{yoğ}}} \quad (5.4)$$

Logaritmik sıcaklık farkı, yoğuşan akışkan ile soğutma suyu arasında 12,33°C hesaplanmıştır. Çelik boru ısı iletim katsayısı 16,6 W/(m·K) olarak tabloda verilmiştir.

Yukarıdaki bağıntılar kullanılarak iterasyonla boru dış yüzey sıcaklığı 36°C hesaplanmış ve yoğuşmada ısı taşınım katsayısı 2,163 kW/(m²·K) hesaplanmıştır. Böylece toplam ısı transfer katsayısı 0,7135 kW/(m²·K) olarak bulunur. Isı transferi için gerekli yüzey alanı ise 0,8613 m² olmaktadır.

5.2.2 Kütle Transferi Hesapları

Kütle transferi çözeltinin aktığı sıvı tabakası ile amonyak buharı arasında oluşan arayüzde gerçekleşmektedir. Absorbe edilecek olan amonyak buharı miktarı 7 noktasından absorbere ıslak buhar durumunda giren fakir çözeltinin içindeki amonyak buharı ile 15 noktasından gelen amonyak buharı debilerinin toplamı kadardır.

$$\dot{m}_{abs} = \dot{m}_7 \cdot Q_7 \cdot x_{7,buh} + \dot{m}_{15} \cdot Q_{15} \cdot x_{15,buh} \quad (5.5)$$

7 ve 15 noktasından absorbere giren çözeltilerin buhar karışımları absorber basıncında olup, entalpi dengesinden sıcaklığı 25,35°C hesaplanmıştır. Serbest buharın, ara yüzey üzerindeki doymuş buharın ve doymuş buhar ile serbest buhar arasında film sıcaklığındaki buharın ısı özellikleri Tablo 5.2'de verilmiştir. Ara yüzeydeki buhar özelliklerinin değerlendirilmesinde sıvı filmi sıcaklık ve derişim oranı göz önüne alınarak, sıvı filmi ile denge durumunda olan buharın özellikleri ve

amonyak buharının yoğunluğu hesaplanmıştır. Kütle transferi, serbest buhar içerisindeki amonyak buharının, ara yüzey üzerindeki denge durumundaki amonyak buharına doğru olan difüzyonu ile gerçekleşmektedir.

Boru demeti etrafındaki buhar akış hızı zayıf olup, kütle transferi katsayısı hesaplamalarında doğal taşınım kabul edilmiştir. Boru etrafındaki akışta Grashoff sayısı aşağıdaki bağıntı ile verilmektedir.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta_{film} \cdot (T_b - T_{arayüzey}) \cdot (d_{dış} + 2 \cdot \delta_{film})^3}{\rho_b \cdot \nu_{film}^2} \quad (5.6)$$

Tablo özellikleri kullanılarak Grashoff sayısı 258.897 hesaplanır. Bir ilk yaklaşım olarak sıvı filmi kalınlığı 2 mm kabul edilmiştir. Kütle transfer katsayısı hesaplanması için öncelikle Sherwood sayısı hesaplanmalıdır. Literatürde, boru etrafındaki kütle taşınımı için Sherwood bağıntısına ulaşılamamıştır. Yatay düzlemsel levha üzerindeki kütle transferi için Sherwood sayısı Denklem (5.7)'den bulunur (Çengel, 2014).

$$Sh = 0,54 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0,25} \quad 10^4 < Gr \cdot Sc < 10^7 \quad (5.7)$$

Schmidt sayısı, akışkan viskozitesinin difüzyon katsayısına oranı olarak tanımlanır.

$$Sc = \frac{\nu_{film}}{D_{AB}} \quad (5.8)$$

Amonyak – su buharı arası difüzyon katsayısı değeri bulunamamıştır. 25°C film sıcaklığında hava – su buharı difüzyon katsayısı $2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, hava- amonyak difüzyon katsayısı ise $2,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ olarak verilmiştir (Çengel, 2014). Burada, emniyetli tarafta kalmak üzere $2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ değeri kabul edilmiştir. Bu durumda Schmidt sayısı 0,2023 ve Sherwood sayısı 8,169 olarak hesaplanır. Sherwood sayısı ısı transferindeki Nusselt sayısına karşılık olup, sıvı filmi kalınlığı göz önüne alınarak kütle taşınım katsayısı ve kütle transfer yüzey alanı (5.9) ve (5.10) nolu bağıntılar ile hesaplanır.

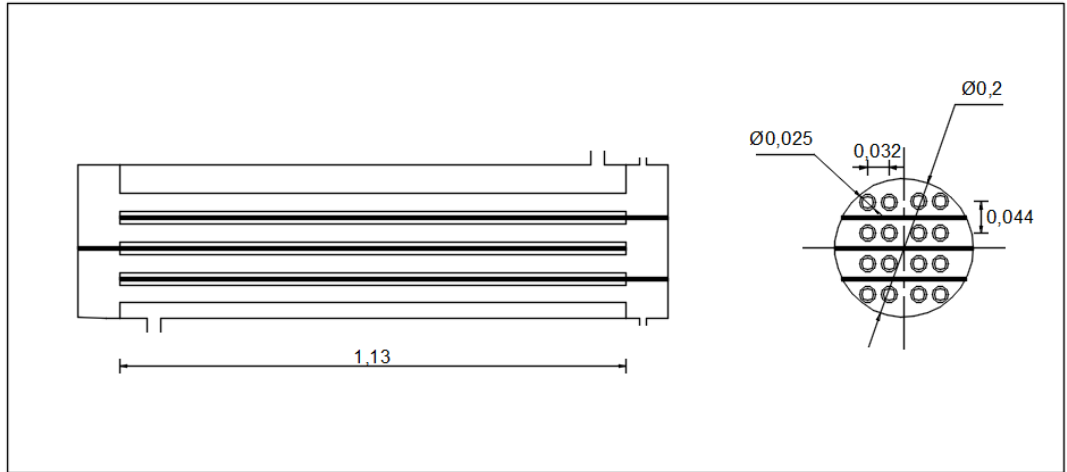
$$Sh = h_{k\ddot{u}tle} \cdot \left(\frac{d_{dış} + 2 \cdot \delta_f}{D_{AB}} \right) \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_{transfer} = h_{k\ddot{u}tle} \cdot A \cdot (\rho_{b,NH3} - \rho_f) \quad (5.10)$$

K\ddot{u}tle transfer katsayısı ve k\ddot{u}tle transfer y\ddot{u}zey alanı sırasıyla 0,007043 m/s ve 1,64 m² olarak hesaplanmıştır.

5.3 Absorber Tasarımı

Emniyetli bir tasarım yapabilmek adına k\ddot{u}tle transferi için gerekli y\ddot{u}zey alanı \ddot{u}zerinden tasarım hesaplarına devam edilmiştir. B\ddot{o}ylece toplam boru uzunluğu L=18 m ve toplam boru sayısına g\dd{o}re bir borunun uzunluğu 1,13 m hesaplanır.



şekil 5.7 Absorber

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Bu çalışmada termodinamik analizi yapılmış tek etkili, çift ısı değiştiricili amonyak – su akışkanlı bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin jeneratör, damıtma kolonu ve ayırıcının ısıl kapasiteleri ile giriş ve çıkış özelliklerine göre tasarımları gerçekleştirilmiş, ayrıca jeneratör sıcaklığı ve ısı değiştirici etkinliklerinin COP ve soğutma kapasitesi üzerine etkileri incelenmiştir. Çözelti dolaşım debisinin sabit olduğu durum için jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte soğutma kapasitesi artmıştır.

Yapılan parametrik çalışmada, jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte buharlaşma oranının ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Jeneratör sıcaklığının artması soğutma etkenliğini de arttırmaktadır. Diğer yandan çözelti ısı değiştiricisi etkenliğinin artması ile birlikte jeneratörde verilmesi gereken ısı yükü azalmakta ve bu sayede çevrim soğutma etkenliği artmaktadır. Benzer şekilde, yoğunlaştırucudan gelen akışkanın buharlaştırıcı öncesi bir ön soğutma işleminden geçirilmesi, bir yandan soğutma kapasitesini arttırırken, diğer yandan çevrim performansının iyileşmesine katkıda bulunmaktadır. Kaynama sıcaklığı 110°C; çözelti ve ön soğutucu ısı değiştirici etkinlikleri sırasıyla 0,8 ve 0,5 alınarak çevrim tasarım noktasındaki COP değeri 0,3735 olarak hesaplanmıştır.

Jeneratör tasarımı için gerçekleşen kaynama türü havuz kaynaması olduğu için model olarak kaynatıcı borulu bir ısı değiştirici seçilmiştir. Isıtıcı suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtıcı boru çapları ve sayısı kabul edilerek bir ısıl tasarım yapılmış ve 0,65 m² ısıtma yüzeyi ihtiyacı görülmüştür. Gerekli yüzey alanına göre birim borunun uzunluğu 0,35 m ve boru dizilim ve geçişlerine göre boru demeti çapı 0,23 m hesaplanarak tasarımı yapılmıştır.

Damıtma kolonunda jeneratörden buharlaşan çözelti tepsiler arasında zenginleşerek yükselmektedir. Jeneratörle bütünleşik tasarlanmıştır. Termodinamik analiz sonucu besleme, dip ve tepe noktası özellikleri bilinen kolonun tepsi sayısı hesaplamalarında

Smoker bağıntıları kullanılmıştır. Kolon çapı hesaplamalarında dip ve tepe noktalarındaki çözeltinin içindeki gazların kısmi basınç ve yoğunlukları dikkate alınmış ve iki bölge için de izin verilen maksimum buhar hızı bulunmuştur. Bulunan hız değerlerine göre de emniyetli çap değerleri hesaplanarak bu değerlere göre çaplar seçilmiştir. Sonuç olarak, biri besleme noktası üstünde biri de altında olmak üzere 0,05 m çaplı 2 tepsili bir damıtma kolonu tasarımı ortaya çıkmıştır.

Ayırıcı damıtma kolonunda zenginleştirilmiş çözeltinin saflaştırıldığı yerdir. Soğutma sıvısı olarak çözelti pompasından gelen çözelti kullanılmıştır. Damıtma kolonundan gelen tepe buharı soğutularak içinde kalan su buharının yoğunlaşması sağlanmış ve kalan 0,999 saflıktaki amonyak buharı yoğunlaştırucuya gönderilmiştir. Kullanılan ayırıcı U-borulu ısı değiştirici olarak seçilmiştir. Yapılan ısı hesaplamalar sonucu yüzey alanı $1,384 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmış ve buna göre toplam boru boyu 35,81 m olarak bulunmuştur. Bir adet borunun boyu 1,5 m hesaplanmıştır.

Absorberde, buharlaştırıcıda buharlaştıktan sonra çevrimini tamamlayan amonyak buharı fakir çözelti içinde soğurulmakta ve zenginleşen çözelti çevrime geri dönmektedir. Absorberde ısı ve kütle transferi eş zamanlı olarak gerçekleşmektedir. Çalışmada ısı ve kütle transferi için gerekli yüzey alanları hesaplanmıştır. Kütle transferi için gerekli yüzey alanı daha fazla olduğu için boyutlandırma bu değere göre yapılmıştır. Absorber için gövde boru tipi ısı değiştirici modeli seçilmiş toplam boru ve bir borunun boyu sırasıyla 18 m ve 1,13 m bulunmuştur.

KAYNAKLAR

- Akdemir, Ö. ve Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini arttırmak için geliştirilen çevrimler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 99-102.
- Amaris, C., Vallès, M. ve Bourouis, M. (2018). Vapour absorption enhancement using passive techniques for absorption cooling/heating technologies: A review. *Applied Energy*, 231, 826-853.
- American Society of Mechanical Engineers (2004). *Standard ASME B36. 19M-2004: Stainless Steel Pipe*. American Society of Mechanical Engineers.
- Banchero, J. T. ve Badger, W. L. (1975). *Kimya mühendisliğine giriş*. (İ. Çataltaş, Çev.). İstanbul: İnkilap ve Aka. (Orijinal çalışma basım tarihi 1955)
- Bandyopadhyay, S. (2006). Extended Smoker's equation for calculating number of stages in distillation. *Institution of Chemical Engineers Symposium Series. Institution of Chemical Engineers*, 152, 937.
- Barker, G. B. (2017). *The engineer's guide to plant layout and piping design for the Oil and Gas Industries*. Oxford: Gulf Professional Publishing.
- Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., ve Kunduz, M. (2007). Buharlaştırılmalı soğutucularda serpantin ile su püskürtücüleri arasındaki bölgede ısı ve kütle transferinin deneysel olarak incelenmesi. *Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University*, 22(3), 399-406.
- Bozkaya, B. (2010). *Güneş enerjisi destekli NH₃-H₂O çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir.

- Chaves, F. D., Moreira, M. F. S., Koury, R. N., Machado, L. ve Cortez, M. F. B. (2019). Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 101, 136-147.
- Çengel, Y. (2014). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications*. New York: Mcgraw-Hill Higher Education.
- Ersöz, M. A. (2015). Investigation the effects of different heat inputs supplied to the generator on the energy performance in diffusion absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 54, 10-21.
- Essalhi, N., Fguiri, A., Marvillet, C. ve Jeday, M. R. (2017). Design of helical coil condenser of small-capacity water/lithium bromide absorption cooling machine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(13), 8888-8897.
- Genceli, O. F. (2005). *Isı değiştiricileri*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Herold, K. E., Radermacher, R. ve Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton: CRC press.
- Jawahar, C. P. ve Saravanan, R. (2010). Generator absorber heat exchange based absorption cycle - a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(8), 2372-2382.
- Jiménez-García, J. ve Camilo, R. W. (2019). Parametric analysis on the experimental performance of an ammonia/water absorption cooling system built with plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 148, 87-95.
- Jo, Y. K., Kim, J. K., Lee, S. G. ve Kang, Y. T. (2007). Development of type 2 solution transportation absorption system for utilizing LNG cold energy. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 978-985.

- Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R. (2003). Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8(1), 111-120.
- Kuyumcu, M., Şahin, H., Yumrutaş, R. ve İmal, M. (2015). Kahramanmaraş kentinde güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak bir apartman dairesinin soğutulması. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 18(2), 25-32.
- Kwon, K. ve Jeong, S. (2004). Effect of vapor flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 955-964.
- Lee, S., Bohra, L. K., Garimella, S., ve Nagavarapu, A. K. (2012). Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers. *International Journal of Refrigeration*, 35(3), 613-632.
- Le Lostec, B., Galanis, N. ve Millette, J. (2013). Simulation of an ammonia–water absorption chiller. *Renewable Energy*, 60, 269-283.
- Luyben, W. L. (2018). Series versus parallel reboilers in distillation columns. *Chemical Engineering Research and Design*, 133, 294-302.
- McNeil, D. A., Bamardouf, K., Burnside, B. M. ve Almeshaal, M. (2010). Investigation of flow phenomena in a kettle reboiler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(5-6), 836-848.
- Michel, B., Le Pierrès, N. ve Stutz, B. (2017). Performances of grooved plates falling film absorber. *Energy*, 138, 103-117.

- Ortega, N., García-Valladares, O., Best, R. ve Gómez, V. H. (2008). Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator. *Renewable Energy*, 33(9), 2064-2076.
- Osoka, E. C. ve Kamalu, I. C. (2012). A Smoker equation based algorithm for binary distillation design calculations. *Research Journal in Engineering and Applied Sciences*, 1(5), 338-341.
- Parıltı, Murat Bertan (2019). *Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Bir Soğutma Sisteminin İleri Ekserji Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Bartın Üniversitesi, Bartın.
- Patel, J., Pandya, B. ve Mudgal, A. (2017). Exergy based analysis of LiCl-H₂O absorption cooling system. *Energy Procedia*, 109, 261-269.
- Rosa, L. P., Pontes, K. V., Costa, G. M., Penteado, A. T., Esche, E. ve Repke, J. U. (2020). An equation-oriented novel approach for modeling the falling film absorber using rigorous thermodynamic and transport description. *Chemical Engineering Research and Design*. 159, 179-194.
- Sauceda, D., Velázquez, N., García-Valladares, O. ve Beltrán, R. (2011). Numerical simulation and design of a parabolic through solar collector used as a direct generator in a solar-GAX cooling cycle. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(6), 1399.
- Sieres, J. ve Fernández-Seara, J. (2006). Evaluation of the column components size on the vapour enrichment and system performance in small power NH₃-H₂O absorption refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 29(4), 579-588.
- Sohel, M. I. ve Dawoud, B. (2006). Dynamic modelling and simulation of a gravity-assisted solution pump of a novel ammonia–water absorption refrigeration unit. *Applied Thermal Engineering*, 26(7), 688-699.

- Soliman, M. A. (2007). A shortcut method for binary distillation column design. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, 21(1), 1-4.
- Staedter, M. A. ve Garimella, S. (2018a). Heat and mass transfer in microscale diabatic distillation columns for ammonia–water desorption and rectification. *International Journal of Refrigeration*, 95, 10-20.
- Staedter, M. A. ve Garimella, S. (2018b). Design and modeling of a microscale diabatic distillation column for small capacity ammonia–water absorption systems. *International Journal of Refrigeration*, 94, 161-173.
- Şahin, B., Bilgili, M., Çetingöz, A. ve Kurtulmuş, N. (2016). Mersin ili için güneş enerji destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik - Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32(1), 187-196.
- Şenol, A. (2017). Damıtma kolonu tasarımı: Dolgulu kolon tasarım modellerinin karşılaştırılması. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32(3), 661-684.
- Triché, D., Bonnot, S., Perier-Muzet, M., Boudéhen, F., Demasles, H. ve Caney, N. (2017). Experimental and numerical study of a falling film absorber in an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111, 374-385.
- Yakut, A. K., Şencan, A., Selbaş, R., Dikmen, E., Görgülü, B., Dostuçok, İ., ve diğer. (2011). Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik incelenmesi. *Soğutma Dünyası*, 16(60), 76-81.
- Yıldız, A., Ersöz, M. A. ve Gözmen, B. (2014). Effect of insulation on the energy and exergy performances in diffusion absorption refrigeration (DAR) systems. *International Journal of Refrigeration*, 44, 161-167.

Yılmazoğlu, M. Z. (2010). Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik - Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25(2), 397-404.

Zavaleta-Aguilar, E. W. ve Sımões-Moreira, J. R. (2012). Thermal design of a tray-type distillation column of an ammonia/water absorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 41, 52-60.

Zavaleta-Aguilar, E. W. ve Sımões-Moreira, J. R. (2015). Horizontal tube bundle falling film distiller for ammonia–water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 59, 304-316.