



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK KADEMELİ DOYMA ÇEVRİMLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Yusuf Ziya AKMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Nisan-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÇOK KADEMELİ DOYMA ÇEVRİMLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Yusuf Ziya AKMAN

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

2018, 62 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN
Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ

Doyma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma/ısı pompası sistemlerinde genleşme prosesini doymuş sıvı eğrisine, sıkıştırma prosesini ise doymuş buhar eğrisine yaklaştırmak için kullanılabilir. Kompresör ve kısılma vanasındaki tersinmezlikleri azaltmak amacıyla kullanılması düşünülen doyma çevriminin ekserjetik analizi Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılarak yapıldı. Soğutucu akışkan olarak R410A seçildi. Sistemin toplam ve her bir çevrim elemanındaki tersinmezlik miktarının ve sistemin ekserji veriminin değişimi kademe sayısına bağlı olarak incelendi. Doyma çevrimlerinde ekserji veriminin evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile değişimleri araştırıldı. Doyma çevrimlerinde kullanılabilecek düşük küresel ısınma potansiyeline sahip farklı akışkanlar karşılaştırmalı olarak incelendi.

Elde edilen sonuçlara göre, tek kademeli sistemden iki kademeli sisteme geçerken tersinmezliğin en yüksek oranda düştüğü ve buna bağlı olarak ekserji veriminin de en yüksek oranda arttığı belirlendi. Doyma çevrimlerinin uygulanması halinde tersinmezliğin en çok kompresörde sonra kısılma vanasında azalacağı belirlendi. Ekserji verimi ve performans katsayısı açısından doyma çevrimlerinin soğutma modunda çalıştırılan sistemlerde daha avantajlı olduğu bulundu. Evaporatör sıcaklığı artarken veya kondenser sıcaklığı azalırken ekserji veriminin arttığı belirlendi. Yüksek basınç oranına sahip soğutucu akışkanlı çevrimde daha çok enerjetik ve ekserjetik performans artışı sağlanabileceği bulundu.

Anahtar Kelimeler: doyma çevrimi, EES, ekserji verimi, kademe sayısı, performans katsayısı, R410A, tersinmezlik

ABSTRACT

MS THESIS

EXERGY ANALYSIS OF MULTI-STAGE SATURATION CYCLES

Yusuf Ziya AKMAN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

2018, 62 Pages

Jury
Advisor Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Asst. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN
Asst. Prof. Dr. Nagihan BİLİR SAĞ

The saturation cycle can be used to approximate the expansion process to the saturated liquid line and the compression process to the saturated vapor line in vapor compression refrigeration / heat pump systems. The exergetic analysis of the saturation cycle, which is intended to be used to reduce the irreversibility of the compressor and the throttle valve, was performed using Engineering Equation Solver (EES) software. R410A was selected as the working fluid. The change in the total amount of irreversibility of the system, the change in the amount of irreversibility of each cycle component and the change in exergy efficiency of the system were examined according to the number of stages. The variation of exergy efficiency with evaporator and condenser temperatures was investigated in saturation cycles. Different fluids having low global warming potential that can be used in saturation cycles were studied comparatively.

According to the obtained results, it was found that when the system was modified from the single stage system to the two-stage system, the irreversibility fell at the highest level and accordingly the exergy efficiency increased at the highest rate. It was determined that if the saturation cycles were applied the irreversibilities would decrease most in the compressor and then in the throttle valve. In terms of exergy efficiency and coefficient of performance, saturation cycles were found to be more advantageous in systems operating in cooling mode. It was established that the exergy efficiency increased when the evaporator temperature increased or the condenser temperature decreased. It was found that higher energetic and exergetic performance enhancement can be ensured in refrigerant cycle with higher pressure ratio.

Keywords: coefficient of performance, EES, exergy efficiency, irreversibility, R410A, saturation cycle, stage number

ÖNSÖZ

Yaptığım çalışmalarımda bana hayat boyu güven veren ve benden hiçbir zaman desteğini esirgemeyen değerli aileme teşekkür ederim. Bu tez çalışmamda emeği geçen değerli danışman hocam Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY ve Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmadan üretilen "Çok Kademeli Doyma Çevrimlerinin Ekserji Analizi" başlıklı bildiri "1st International Conference on Energy Systems Engineering" adlı kongrede tam metin olarak sunulmuş ve bildiri kitabında tam metin basılmıştır.

Yusuf Ziya AKMAN
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **viii**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Tez çalışmasının; amacı, motivasyon kaynağı, literatüre katkısı ve içeriği 2

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. TEORİK ESASLAR **13**

3.1. İki ve dört kademeli doyma çevrimi 13
3.2. İki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi 16
3.2.1. Soğutma modu için iki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi .18
3.2.2. Isıtma modu için iki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi 21
3.3. Üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi 22
3.3.1. Soğutma modu için üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi ..22
3.3.2. Isıtma modu için üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi 29

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **31**

4.1. Kademe sayısına bağlı olarak sistemin ekserjetik ve enerjetik analizi 31
4.2. Evaporatör ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi 40
4.3. Ekserji Akış (Grassmann) Diyagramları 43
4.4. Doyma çevrimlerinde soğutucu akışkan seçiminin ekserji verimi üzerine etkisi 46

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **50**

5.1 Sonuçlar 50
5.2 Öneriler 51

KAYNAKLAR **52**

EKLER **53**

ÖZGEÇMİŞ **62**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

$\dot{E}x$	: Ekserji miktarı [kW]
h	: Entalpi [kj/kg]
İ	: Tersinmezlik miktarı [kW]
$\dot{m}$	: Kütlesel debi [kg/s]
P	: Basınç [kPa]
$\dot{Q}$	: Isı transferi kapasitesi [kW]
s	: Entropi [kj/kg.K]
T	: Sıcaklık [K]
$\dot{W}$	: Kompresörün tükettiği güç [kW]
η	: Verim
ψ	: Ekserji verimi

Kısaltmalar ve Alt İndisler

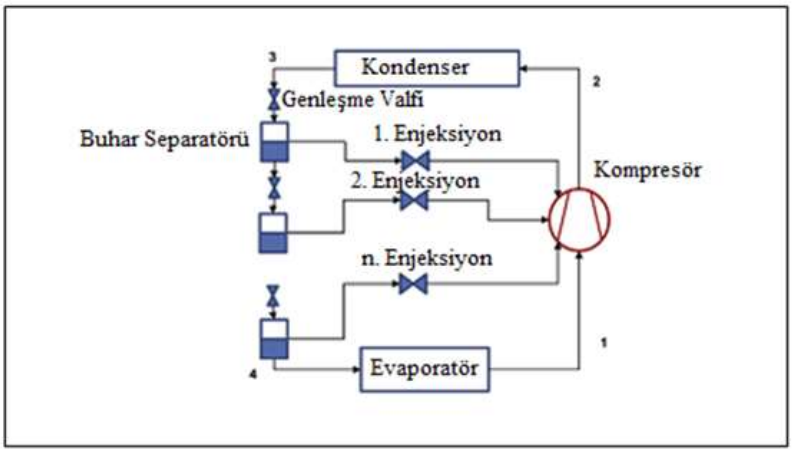
arakad	: Ara kademe
arasoğ	: Ara soğutma
aşırıkız	: Aşırı kızdırma
aşırısoğ	: Aşırı soğutma
COP	: Performans katsayısı
çık	: Çıkış
doybuh	: Doymuş buhar
doysıv	: Doymuş sıvı
EES	: Engineering Equation Solver
enjbuh	: Enjekte edilen buhar
enjsıv	: Enjekte edilen sıvı
evap	: Evaporatör
gir	: Giriş
ısıt	: Isıtılan ortam
izen	: İzentropik
kad	: Kademe
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
sıkkad	: Sıkıştırma kademesi
sıv	: Sıvı
sep	: Separatör
soğ	: Soğutulan ortam
top	: Toplam
genvalf	: Genleşme valfi

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının hızla tükenmeye başladığı günümüzde enerji kaynaklarının doğru ve verimli kullanılması her zamankinden daha fazla önem taşımaktadır. Bu durumda enerji tüketiminin yoğun olduğu proseslerin daha verimli hale getirilmesi büyük önem arz etmektedir. Enerji tüketim alanlarından birisini ısıtma ve soğutma sistemleri oluşturmaktadır. Isıtma ve soğutma sistemleri için günümüzde buhar sıkıştırmalı sistemler çokça kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı çevrimler klima ve ısı pompası sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu sistemleri daha verimli hale getirmek ve performans katsayısını (COP) artırmak için enerji ile uğraşan araştırmacılar tarafından birçok yöntem geliştirilmiştir.

Son yıllarda öne çıkan performans artırma yöntemlerinden bir tanesi de doyma çevrimi uygulamasıdır. Buhar sıkıştırmalı çevrimlerdeki en önemli termodinamik kayıplar kompresördeki sıkıştırma ve kısılma vanasındaki genleşme prosesleri sırasında oluşmaktadır. Bu proseslerdeki tersinmezlikleri azaltarak sistemin performansını artırmak amacıyla doyma çevrimleri tasarlanmıştır. Doyma çevrimlerinde sıkıştırma prosesi doymuş buhar eğrisine genleşme prosesi ise doymuş sıvı eğrisine yaklaştırılarak bu proseslerdeki tersinmezliklerin azaltılması hedeflenmektedir. Doyma çevrimlerinde çevrim bir nevi doyma eğrisine yaklaşmış olur. Doyma çevrimlerinin yüksek basınç oranlarına sahip çevrimleri iyileştirme potansiyeli daha fazla olduğu için, yüksek sıkıştırma ve genleşme aralığına sahip çok yüksek dış sıcaklıklardaki soğutma ve çok düşük dış sıcaklıklardaki ısıtma uygulamalarında önemli miktarda performans artışı sağlamaktadır.

Doyma çevrimlerinde farklı basınç kademeleri vardır. Bu basınç kademelerinin her birinde ayrı ayrı enjeksiyon işlemleri gerçekleşmektedir. Çevrimi doyma eğrisine yaklaştırma işlemi çevrimin kademe sayısının artırılmasıyla gerçekleşir. Çok kademeli doyma çevriminin tesisat şeması Şekil 1.1.'de görülmektedir. Bir (tek) kademeli sistem evaporatör, kompresör, kondenser ve genleşme valfinden oluşan klasik çevrimi ifade etmektedir. Tek kademeli sisteme kısılma vanasından sonra her bir enjeksiyon kademesi için buhar separatörleri ve her bir buhar separatöründen kompresöre ayrı ayrı enjeksiyon hatları çekilmesiyle çok kademeli doyma çevrimleri oluşmaktadır. Çevrimin kademe sayısının artırılması sıkıştırma ve genleşme kademelerini de artırır.



Şekil 1.1. Çok kademeli doyma çevriminin tesisat şeması (Lee ve ark., 2015a)

1.1. Tez çalışmasının; amacı, motivasyon kaynağı, literatüre katkısı ve içeriği

Bu tez çalışmasının başlıca amacı doyma çevrimlerinin sistemin COP'unu artırırken kademe sayısına göre tersinmezliklerin toplamda ve her bir çevrim elemanında ne kadar azaltıldığını ve ekserji veriminin ne ölçüde artırıldığını belirlemektir. Evaporatör ve kondenser sıcaklık değişimleri ile ekserji veriminin nasıl etkilendiğinin belirlenmesi bu tez çalışmasının diğer amaçları arasındadır. Bu tez çalışmasında doyma çevrimlerinin termodinamik kayıpları nasıl giderdiği ve verim artışına etki eden termodinamik parametrelerin neler olduğu incelenmiştir. Doyma çevrimlerinin sistemin hangi proseslerini nasıl iyileştirildiği analiz edilmiştir.

Doyma çevrimi ile ilgili kaynak araştırması kısmında bahsedilen literatürdeki mevcut araştırma çalışmalarında doyma çevrimlerinin sadece enerji analizi yani birinci kanun analizi yapılmıştır. Ancak doyma çevrimlerinin klasik tek kademeli sistemlerin performansını artırırken tersinmezliklerin toplamda ve her bir çevrim elemanında ne kadar azaldığı ve ekserji veriminin ne kadar arttığı ancak ikinci kanun analizi yani ekserji analizi ile bulunabilir. Doyma çevrimlerinin ekserji analizi ile ilgili bir literatür çalışmasına henüz rastlanmamıştır. Bu tez çalışmasında tersinmezlikleri azaltmak ve sistemin COP'unu artırmak üzere tasarlanan doyma çevrimlerinin ekserjetik analizi yapılarak literatürdeki bu açığın kapatılması hedeflenmiştir. Ekserji analizi enerji analizine ilaveten birçok kazanım sağlamaktadır. Ekserji analizi sayesinde sistemde kullanılan enerjinin gerçek kalitesi ve sistemdeki verimsizliklerin hangi parametrelerden kaynaklandığı saptanabilmektedir. Ayrıca ekserji verimi bir ısıl sistemin rasyonel verimini ifade etmektedir. Bu tez çalışmasında yapılan ekserji analizi sayesinde doyma

çevrimleri ile ilgili ileride yapılacak araştırma geliştirme ve optimizasyon çalışmalarına katkı sağlamak amaçlanmıştır.

Bu tez çalışmasının kaynak araştırması bölümünde doyma çevrimlerinin çıkış noktası olan buhar enjeksiyon sistemlerinin değişik şartlar altında gösterdiği performans, doyma çevrimlerinin enerji analizi ve bir güç santralinin ekserji analizi ile ilgili daha önce yapılmış literatür çalışmalarından bahsedilecektir. Teorik esaslar bölümünde doyma çevrimlerinin çalışma mekanizması anlatılacaktır. Analiz için hangi hesaplama programının kullanıldığı ve hangi soğutucu akışkanın kullanıldığı belirtilecektir. Analiz için nasıl bir çözümleme yönteminin izleneceği belirtilip çözümleme için gereken hesaplama adımlarından bahsedilecektir. Çözümleme için belirlenen sınır şartları ve çözümlemede kullanılan denklemler verilecektir. Araştırma sonuçları ve tartışma bölümünde analizden elde edilen sonuçlar grafikler ve diyagramlar halinde sunulup bu grafiklerde hangi parametrelere bağlı olarak hangi değişimlerin incelendiği belirtilecektir. Elde edilen sonuçların yorumlanması yapılacaktır. Sonuçlar bölümünde bu tez çalışmasından elde edilen genel sonuçlar maddeler halinde sunulacaktır. Öneriler bölümünde bu tez çalışmasından yola çıkılarak yapılabilecek çalışmalardan bahsedilecektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Direkt olarak doyma çevrimleri ile ilgili literatürde oldukça sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Doyma çevrimi uygulamasının çıkış noktası olan buhar enjeksiyon sistemleri ile ilgili literatürde birçok araştırma mevcuttur. Bu konu üzerinde çok sayıda makaleye rastlanmaktadır. Bu makalelerde bu konu ile ilgili yapılmış teorik ve deneysel çalışmalar da sunulmuştur. Makalelerde buhar enjeksiyon sistemlerinden ısı eşanjörlü enjeksiyon sistemleri, buhar separatörlü enjeksiyon sistemleri ve ekonomizörlü enjeksiyon sistemleri tanıtılmıştır. Bu sistemlerin değişik dış çevre sıcaklıklarındaki ısıtma ve soğutma performansları incelenmiştir. Sistemlerin tek kademeli klasik sisteme veya enjeksiyon yapılmayan sisteme göre ısıtma ve soğutma kapasitelerindeki ve COP larındaki artış oranları incelenmiştir. Buhar enjeksiyon sistemlerinin ekstrem iklim koşulları için önemli miktarda performans artışı sağladığı bu makalelerde kanıtlanmıştır. Özellikle dış çevre sıcaklığının düşük olduğu ısıtma uygulamaları için önemli miktarda performans artışı sağladığı saptanmıştır. Makalelerde enjeksiyon sistemlerinin performans bakımından birbirleriyle karşılaştırılması yapılmış ve birbirlerine göre avantajları ve dezavantajlarından bahsedilmiştir. Soğutucu akışkan bazlı araştırma çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalarda farklı soğutucu akışkanların enjeksiyon sistemlerinde ve doyma çevrimlerinde farklı şartlar altında gösterdikleri performansların birbirleriyle karşılaştırılması yapılmıştır. Kompresör frekansları ve enjeksiyon valfi açıklığı gibi sistem parametrelerine bağlı performans araştırmaları da yapılmıştır. Bütün bu konularla ilgili yapılan araştırma çalışmaları ilerleyen paragraflarda sunulmuştur. Ayrıca bu tez çalışmasının konusu olan ekserji analizi ile ilgili araştırma çalışmaları da son dönemde önem kazanmaktadır. Ekserji analizi sayesinde hangi komponentlerde daha çok ekserji kaybı gerçekleştiği saptanabildiği için özellikle güç santralleriyle ilgili ekserji analizi çalışmalarına literatürde bolca rastlanmaktadır. Bu konuyla ilgili de bir araştırma çalışması ilerleyen paragraflarda sunulmuştur.

Domanski (1995) REFPROP veri tabanını kullanarak iki kademeli buhar separatörlü çevrimin teorik analizini yaptı ve molar ısıl kapasitesi büyük olan akışkanların COP değerlerinde daha yüksek oranda artış sağladığı sonucuna vardı (Wang ve ark., 2009).

Nguyen (2007) iki kademeli kapiler borulu buhar separatörlü sistemde iş gören akışkan olarak R407C kullandı ve bu sistemin -7°C dış sıcaklıktaki ısıtma performansını inceledi. Bu sistemin COP ısıtma değerinin aynı şartlar altındaki tek kademeli klasik

çevrimin COP ısıtma değerinden % 24 oranında daha fazla olduğunu hesapladı (Heo ve ark., 2011).

Ma ve Zhao (2008) sarmal kompresörlü buhar separatörlü ısı pompası sisteminin performansını aşırı soğutmalı ekonomizörlü ısı pompası sisteminin performansı ile karşılaştırdılar. Sistemlerin deneysel düzeneğini kurarak ölçümleri deneysel ortamda gerçekleştirdiler. Düşük çevre sıcaklığı şartlarında buhar separatörlü ısı pompası sisteminin aşırı soğutmalı ekonomizörlü ısı pompası sistemine göre daha iyi bir ısıtma performansı sergilediği ve buhar separatörlü sistemin daha az komplike ve kurulumu daha kolay bir sistem olduğu tespitini yaptılar. 45°C kondenser sıcaklığı ve -25°C evaporatör sıcaklığına sahip buhar separatörlü ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesinin aynı şartlar altındaki aşırı soğutmalı ekonomizörlü ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesine göre % 10.5 oranında, COP değerinin ise % 4.3 oranında daha fazla olduğunu hesapladılar. Yaptıkları deneysel ölçümlere göre 45°C kondenser sıcaklığı ve -25°C evaporatör sıcaklığına sahip buhar separatörlü ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesini 8.15 kW olarak elde ettiler. İş gören akışkan olarak R22 akışkanını kullandılar. Elde edilen bu kapasitenin çok soğuk bir iklime sahip Kuzey Çin bölgesi için yeterli olacağı sonucuna vardılar.

Wang ve ark. (2009) iki kademeli buhar enjeksiyonlu sarmal kompresörlü 11 kW gücündeki ısı pompası sistemini deneysel olarak incelediler ve testleri gerçekleştirdiler. Aynı sistemin hem buhar separatörlü hem iç ısı eşanjörlü konfigürasyonunu incelediler. İş gören akışkan olarak R410A akışkanını kullandılar. Hem ısıtma hem soğutma modunda sistemleri test ettiler. Tek kademeli klasik sisteme göre kapasite ve COP artış oranlarını hesapladılar. Genel olarak içi ısı eşanjörlü ve buhar separatörlü sistemlerin benzer performans ortaya koydukları sonucuna vardılar. Soğutma modu için 27.8°C, 35.0°C ve 46.1°C dış çevre sıcaklıklarında sistemi test ettiler. Soğutma kapasitesindeki maksimum artış oranını 46.1°C dış çevre sıcaklığındaki sistemde elde ettiler. Soğutma kapasitesindeki maksimum artış oranını COP değerindeki % 2 oranındaki artışla beraber % 15 olarak hesapladılar. Isıtma modu için 16.7°C, 8.3°C, -8.3°C ve -17.8°C dış çevre sıcaklıklarında sistemi test ettiler. Dış çevre sıcaklığı 16.7°C den -17.8°C ye indikçe ısıtma kapasitesindeki maksimum artış oranının % 13 den % 33 e doğru artış gösterdiğini tespit ettiler. Isıtma modu için COP değerindeki maksimum artış oranını buhar separatörlü sistem için -17.8°C dış çevre sıcaklığında % 23 olarak tespit ettiler. Bu iki tip buhar enjeksiyonu yönteminin düşük dış çevre sıcaklığındaki ısıtma uygulamaları ve

yüksek dış çevre sıcaklığındaki soğutma uygulamaları için daha avantajlı olduğu sonucuna vardılar.

Heo ve ark. (2010) iki kademeli buhar separatörlü 3.6 kW gücündeki ısı pompası sisteminin deneysel düzeneğini kurarak testleri gerçekleştirdiler. Bu sistemde ikiz tip inverter sürücülü kompresör kullanarak kompresör frekanslarına ve dış çevre sıcaklıklarına bağlı olarak sistemin ısıtma performansını incelediler. İş gören akışkan olarak R410A akışkanını kullandılar. 5°C, -5°C ve -15°C dış çevre sıcaklıklarındaki sistemler için kompresör frekanslarını 50 Hz ile 100 Hz arasında değiştirdiler. Isıtılan ortam sıcaklığını 20°C kuru termometre ve 15°C yaş termometre sıcaklığında ayarladılar. Buhar separatöründen kompresöre enjeksiyon yapılan sistemin gösterdiği performansı kompresöre enjeksiyon yapılmayan sistemin gösterdiği performans ile karşılaştırdılar. -15°C dış çevre sıcaklığındaki enjeksiyon yapılan sistemin COP değerinin enjeksiyon yapılmayan sistemin COP değerine göre % 10 oranında, ısıtma kapasitesinin ise % 25 oranında daha fazla olduğunu hesapladılar.

Qiao ve ark. (2017) iki kademeli buhar separatörlü hava kaynaklı ısı pompası sistemindeki buzlanma gelişiminin detaylı dinamik modellemesini gerçekleştirdiler. Buzlanma oluşumu ve gelişiminin ısı pompasının fan destekli dış ünitesinde gerçekleştiğini kabul ederek modellemeleri gerçekleştirdiler. Buzlanma gelişiminin uniform olmayan bir şekilde geliştiğini kabul ettiler. Modellemeleri fan destekli dış ünitedeki hava akışının gerçekleştiği kısım, dış ünitedeki soğutucu akışkan akışının gerçekleştiği kısım, soğutucu akışkanın içinden geçtiği boruların dış kanatçıklı yüzeyleri ve buzlanma tabakası için gerçekleştirdiler. Bu kısımlarda gerçekleşen akımların zamana bağlı denklemlerini oluşturup çözümlemeleri yaptılar. Bütün bu denklemleri bir programlama dili olan Modelica da oluşturdular. Akışkan özellikleri belirlenirken REFPROP 9.0 veritabanından yararlandılar. Oluşturulan denklemlerden yola çıkarak buzlanma oluşumu ve gelişiminin simülasyonlarını gerçekleştirdiler. Bu simülasyonları belirli zaman aralıkları tayin ederek gerçekleştirdiler. Gerçekleştirdikleri simülasyonlar vasıtasıyla sistem özelliklerindeki zamana bağlı değişimleri ve dalgalanmaları grafikler üzerinde gözlemlediler. Simülasyonları Dymola 7.4 adlı simülasyon programında gerçekleştirdiler. Bu gerçekleşen simülasyonlar sonucunda buzlanma blokajının hava akım miktarını azaltıp ciddi manada performans düşüşüne yol açtığını belirlediler. Uniform bir şekilde gerçekleşmeyen buzlanma gelişiminin hava ve soğutucu akışkan akımlarında düzensizlik yarattığını ve bunun sonucunda belli bir zaman aralığından sonra basınç, sıcaklık, akışkan debi miktarı, ısıtma kapasitesi gibi değerlerin düşmeye ve

dalgalanmaya başladığını grafiklerden gözlemlediler. Buzlanma gelişiminin söz konusu ısı pompası sisteminde ne gibi etkiler yarattığını deneysel ortamda da incelediler ve sistemin çalışmasında düzensizlikler meydana getirdiğini tespit ettiler.

Xu ve ark. (2013) ev tipi klima ve ısı pompası sistemlerinde genellikle kullanılan R410A akışkanının yerine küresel ısınma potansiyeli nispeten daha düşük R32 akışkanının buhar enjeksiyonlu ısı pompalarında gösterdikleri performansı araştırmak amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirdiler. R410A akışkanı ile çalışan ısı pompasında R410A akışkanının yerine R32 akışkanı kullanarak R32 akışkanının gösterdiği performansı R410A akışkanının gösterdiği performansla karşılaştırdılar. Deneylerde buhar separatöründen önceki genleşme valfi açıklığının değiştirilmesiyle enjeksiyon basıncını ayarladılar. Genleşme valfi açıklığının artırılmasıyla enjeksiyon basıncı dolayısıyla enjeksiyon oranı arttı. Değişik enjeksiyon oranlarındaki ısıtma ve soğutma kapasitelerinin ve COP değerlerinin enjeksiyon yapılmadan gerçekleşen sistemdeki kapasite ve COP değerlerine göre değişimlerini incelediler. Her iki akışkan için enjeksiyon yapılmayan sisteme göre ısıtma kapasitesindeki maksimum artış -18°C dış çevre sıcaklığında gerçekleşti. Bu maksimum artış oranları R410A akışkanı için % 33; R32 akışkanı için % 25 olarak kaydedildi. Enjeksiyon oranı arttıkça ısıtma kapasitesindeki artış oranı genel olarak yükseldi. Enjeksiyon yapılmayan sisteme göre soğutma kapasitesindeki maksimum artış oranı R410A için % 18 olarak kaydedilirken R32 için % 4 olarak kaydedildi. Enjeksiyon oranının artırılmasıyla kapasite artış oranlarının neredeyse aynı kaldığı görüldü. Isıtma modu için enjeksiyon yapılmayan sisteme göre COP değerlerindeki maksimum artış oranları -18°C dış çevre sıcaklığında R410A için % 18; R32 için % 11 olarak kaydedildi. Soğutma modu için enjeksiyon yapılmayan sisteme göre COP değerlerindeki artış oranlarının enjeksiyon oranının artırılmasıyla düştüğü görüldü. Buradan buhar enjeksiyonunun evaporatörden ziyade kondenseri doğrudan etkilemesinden dolayı ısıtma uygulamaları için enerjetik olarak daha faydalı olduğu sonucuna varıldı. R32 akışkanının volümetrik veriminin R410A akışkanına göre daha az olmasından dolayı R32 akışkanının ısıtma ve soğutma modları için kompresör deşarj sıcaklığının genel olarak R410A akışkanına göre daha fazla olduğu görüldü. R32 akışkanının R410A akışkanına göre avantajları ve dezavantajlarını görebilmek adına aynı enjeksiyon oranında iki akışkan üzerinde iki kademeli buhar separatörlü enjeksiyon yöntemi uygulandı. -8°C ve 8°C dış hava sıcaklıklarındaki ısıtma modları ve 28°C dış hava sıcaklığındaki soğutma modları için R32 akışkanı kullanımının R410A akışkanı kullanımına göre kapasite ve COP yönünden avantaj sağladığı görüldü.

R32 akışkanının R410A akışkanına göre kapasite yönünden maksimum artış oranı -8°C dış hava sıcaklığındaki ısıtma modu için % 7 olarak kaydedilirken COP yönünden maksimum artış oranı 8°C dış hava sıcaklığındaki ısıtma modu için % 6 olarak kaydedildi. -18°C dış hava sıcaklığındaki ısıtma modu ve 46°C dış hava sıcaklığındaki soğutma modu için R410A akışkanı kullanımının avantaj sağladığı görüldü. Mevcut sistemde R410A akışkanı kullanımının daha avantajlı olmasına rağmen kullanılan mevcut kompresörün R32 akışkanı için optimize edilip kompresör veriminin artırılmasıyla R32 akışkanının R410A akışkanı yerine iyi bir alternatif olabileceği sonucuna varıldı.

Cho ve ark. (2009) transkritik CO_2 çevriminde sıkıştırma işlemindeki basınç aralığının çok fazla olmasından dolayı sıkıştırma işlemini iki ayrı kademeye ayırarak alçak ve yüksek basınç kademelerinde iki ayrı kompresör kullanılmasıyla soğutma performansında ciddi manada artış sağlanabileceğini düşündüler ve deneysel bir çalışma gerçekleştirdiler. Alçak basınç kademesindeki kompresörden yüksek basınç kademesindeki kompresöre geçişte buhar separatöründen çek valf vasıtasıyla gaz enjekte edilerek ara soğutma işlemini gerçekleştirdiler. Buhar separatöründen enjeksiyon yapılarak gerçekleşen çevrimin soğutma performansını enjeksiyon yapılmadan gerçekleşen çevrimin soğutma performansı ile karşılaştırdılar. Buhar separatöründen önceki ve sonraki elektronik enjeksiyon valfi açıklıkları, alçak basınç kademesindeki ve yüksek basınç kademesindeki kompresör frekansları ve sistemdeki akışkan miktarlarını değiştirerek enjeksiyonlu sistemin performansını incelediler. Buhar separatöründen önceki ve sonraki elektronik enjeksiyon valfi açıklık oranlarını sırasıyla % 33 ve % 23 olarak ayarlayarak sistemdeki akışkan miktarlarını değiştirdiler. Yüksek basınç kademesine geçişte debi miktarının artması dolayısıyla enjeksiyon yapılarak gerçekleşen çevrimin kompresör güç değerleri enjeksiyon yapılmadan gerçekleşen çevrimin kompresör güç değerlerine göre % 0.6 ila % 3.9 oran aralığında daha fazla elde edildi. Gaz soğutucudan geçen akışkan debisinin artması ve gaz soğutucu çıkışındaki sıcaklığın düşmesi sebebiyle enjeksiyon yapılarak gerçekleşen çevrimin soğutma kapasiteleri enjeksiyon yapılmadan gerçekleşen çevrimin soğutma kapasitelerine göre % 10.6 ila % 14.2 oran aralığında daha fazla elde edildi. Buna bağlı olarak COP değerindeki maksimum artış oranı % 16.5 olarak elde edildi. Enjeksiyonlu sistemdeki yüksek basınç kademesindeki kompresörün deşarj sıcaklığı enjeksiyonsuz sistemdeki yüksek basınç kademesindeki kompresörün deşarj sıcaklığına göre 5° C ila 7° C aralığında daha az elde edildi. Buhar separatöründen sonraki elektronik enjeksiyon valfinin açıklık oranı % 23 den % 33 e çıkarılıp buhar separatöründen önceki elektronik enjeksiyon valfinin açıklık

oranı % 33 de sabitlendiğinde sıkıştırma oranının azalmasından dolayı kompresör gücü % 5.8 oranında daha az elde edildi. Buhar separatöründen önceki enjeksiyon valfinin açıklık oranı % 33 den % 37 ye çıkarılıp buhar separatöründen sonraki enjeksiyon valfinin açıklık oranı % 28 de sabitlendiğinde kompresör gücü % 5.4 oranında azaldı. Buhar separatöründen önceki valfin açıklık oranının artırılıp ara enjeksiyon kademesi basıncının artırılmasıyla yüksek basınç kademesindeki sıkıştırma basınç aralığı daraldı ve bunun etkisiyle kompresör gücü düştü. Buhar separatöründen önceki genleşme valfinin açıklık oranının % 33 den % 37 ye çıkarılmasıyla kompresöre enjekte edilen debi miktarının artıp evaporatörden geçen debi miktarının azalması sonucu soğutma kapasitesi düştü. Buhar separatöründen önceki genleşme valfinin açıklık oranının soğutma kapasitesini belirleyen önemli bir parametre olduğu tespit edildi. Buhar separatöründen sonraki enjeksiyon valfinin açıklık oranının % 23 den % 33 e çıkarılıp buhar separatöründen önceki enjeksiyon valfinin açıklık oranının % 33 de sabitlenmesiyle sıkıştırma oranının azalıp kompresör gücünün azalması sonucu COP soğutma değerinde % 6.6 oranında artış elde edildi. Buhar separatöründen önceki enjeksiyon valfinin açıklık oranının % 33 den % 37 ye çıkarılıp buhar separatöründen sonraki genleşme valfinin açıklık oranının % 28 de sabitlenmesiyle COP soğutma değerinde % 3.9 oranında artış elde edildi. Burada kompresör gücündeki azalış miktarının soğutma kapasitesindeki azalış miktarına göre daha fazla olması COP soğutmanın artmasında etkili oldu. Bununla beraber her iki enjeksiyon valfi açıklığının artırılması kompresör gücünü azaltıp COP değerini yükselttiği görüldü. Sonuç olarak söz konusu iki kademeli enjeksiyonlu sistemin yüksek performansa erişebilmesi için her iki enjeksiyon valfinin optimum bir şekilde kontrolünün sağlanması gerektiği saptandı.

Aljundi (2009) Ürdün'deki 396 MW gücündeki Al-Hussein buhar güç santralinin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirdi. Yakıt olarak fuel-oil kullanılan ve % 100 yükte çalışan buhar ve gaz türbini ünitelerinden oluşan santralin 66 MW lık bir buhar türbini ünitesi için analizleri gerçekleştirdi. Santralin her bir komponentini birer kontrol hacmi kabul ederek kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini sürekli hal durumu için oluşturdu. Yapılan enerji analizine göre en fazla enerji kaybı santralin fan destekli hava soğutmalı soğutma ünitesinde gerçekleşti. Buradaki enerji kayıp miktarını 134 MW olarak elde etti. Buhar kazanındaki enerji kayıp miktarını ise 13 MW olarak elde etti. Santralin ısıl verimini % 26 olarak elde etti. Santralin her bir noktasındaki ekserji miktarlarını kullanıp oluşturduğu ekserji denge denklemleri vasıtasıyla santralin her bir komponentinde oluşan tersinmezlik miktarını ve her bir komponentin ekserji verimini

hesapladı. Buhar kazanındaki ekserji kaybını hesaplarken yanma işleminden kaynaklanan ekserji kaybı ve buhar kazanının bacasından çıkan atık gazların oluşturduğu ekserji kaybını da dikkate aldı. Santralin her bir noktasındaki su ve havanın entalpi ve entropi değerlerini REFPROP 8 yazılımını kullanarak elde etti. Ekserji analizini gerçekleştirirken referans çevre sıcaklık ve basınç değerlerini 298.15 K ve 101.3 kPa olarak aldı. Analiz sonuçlarına göre en fazla tersinmezlik 120.540 MW lık miktar ile entropi üretiminin gerçekleştiği buhar kazanında oluştu. Santralde oluşan toplam tersinmezlik miktarının % 77 lik kısmı bu bölümde oluştu. Türbinde oluşan tersinmezlik miktarını 20.407 MW ; soğutma ünitesinde oluşan tersinmezlik miktarını ise 13.738 MW olarak hesapladı. Santralin genel ekserji verimini % 25 olarak hesapladı. Santralin her bir noktasındaki ekserji miktarlarının referans çevre sıcaklığına bağlı değişimlerini inceledi. Referans çevre sıcaklığını 283.15 K değerinden 318.15 K değerine 5 K sıcaklık aralığında artırdı. Basınç değerini 101.3 kPa değerinde sabit tuttu. Çevre sıcaklığı değişmesine rağmen en fazla tersinmezliğe sahip komponentin yine buhar kazanı olduğunu gördü. Çevre sıcaklığının artmasıyla buhar kazanı ve türbinin ekserji verimlerinde önemli ölçüde bir değişim gerçekleşmediğini görürken buhar ve buharı fan vasıtasıyla soğutan hava arasındaki sıcaklık farkının azalması sebebiyle soğutma ünitesinin ekserji veriminin arttığını gördü. Hesaplanan genel ekserji veriminin diğer modern santrallerin verimine göre az olduğunu saptadı. Buhar kazanında oluşan tersinmezlik miktarının fazla olmasındaki ana etmenin yanma işlemi gerçekleşirken oluşan kimyasal reaksiyonların olduğunu belirtti. Bu tersinmezlik miktarının fazla olmasında diğer etmenlerin yüksek hava-yakıt oranı ve kazan girişindeki yüksek yanma havası sıcaklığı olduğunu belirtirken yanma havasının ön ısıtma işlemine tabi tutulması ve hava-yakıt oranının düşürülmesiyle verimliliğin artabileceğini vurguladı.

Lee ve ark. (2013) klasik buhar sıkıştırmalı çevrimlerde ideal ters Carnot çevrimlerine göre daha fazla termodinamik kayıp gerçekleştiği düşüncesinden hareketle buhar sıkıştırmalı çevrimleri ideal ters Carnot çevrimine yaklaştırmak için iki fazlı buhar enjeksiyonlu doyma çevrimi yaklaşımını ortaya koydular ve çok kademeli doyma çevrimini hem ısıtma hem soğutma modu için Engineering Equation Solver (EES) programı üzerinde modellediler ve sonuçları elde ettiler. İş gören akışkan olarak küresel ısınma potansiyeli düşük çeşitli akışkanların kullanıldığı modellemelerde 4 kademeli doyma çevrimlerinin COP larını 1 kademeli klasik çevrimlerin COP ları ile kıyasladılar. Hem ısıtma hem soğutma modları için 1 kademeli sisteme göre COP'u en çok artış gösteren akışkanı R123 akışkanı olarak tespit ettiler. R123 akışkanı için COP ısıtmadaki

artış oranını % 25.9; COP soğutmadaki artış oranını ise % 32.5 olarak elde ettiler. Doyma çevrimlerinin kademe sayısı arttıkça kompresör ara soğutma kademelerinin artmasından dolayı kompresör çıkış entropisinin doymuş buhar eğrisine yaklaşıp değerinin küçüldüğünü saptadılar.

Lee ve ark. (2015a) Engineering Equation Solver (EES) programı üzerinde çalışma akışkanı olarak çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanları kullanarak doyma çevrimlerini modellediler ve 2,3 ve 4 kademeli doyma çevrimlerinin performansını 1 kademeli klasik çevrimin performansıyla karşılaştırdılar. Propan ve CO_2 akışkanları üzerinde elde ettikleri sonuçları R410A akışkanı üzerinde elde ettikleri sonuçlar ile kıyasladılar. Sıkıştırma ve genleşme prosesleri doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerine en çok yaklaşan ideal çevrimin 4 kademeli doyma çevrimi olduğu sonucuna ulaştılar. Bu yüzden doyma çevrimi uygulanmasını 4 kademeli doyma çevriminin uygulanması olarak tanımladılar. 1 kademeli sistemdeki kondenser basıncı ile evaporatör basıncı arasındaki oranı büyük olan akışkanların kademe sayısı artırıldığında basınç oranı küçük olan akışkanlara göre COP larında daha fazla oranda artış gerçekleştiği sonucuna vardılar. Değişik şartlardaki soğutma modları için çevrimin kademe sayısı 4 yapıldığında COP'u 1 kademeli klasik sisteme göre en fazla oranda artış gösteren akışkanı D2Y60 (R32 ve R1234yf karışımı) olarak tespit ettiler. Değişik şartlardaki ısıtma modları için çevrimlerin kademe sayısı 4 yapıldığında COP'u 1 kademeli klasik sisteme göre en fazla oranda artış gösteren akışkanları D2Y60 (R32 ve R1234yf karışımı) ve ARM70a (R32, R134a ve R1234yf karışımı) olarak tespit ettiler. Aşırı ısıtma modunda 4 kademeli doyma çevrimini uyguladıklarında 1 kademeli klasik çevrime göre COP 'daki artış oranını D2Y60 (R32 ve R1234yf karışımı) için % 46.9; CO_2 için % 43.2; R410A için % 42.4; Propan için % 38.2 olarak hesapladılar.

Lee ve ark. (2015b) bir binek aracı kabininin içindeki ısıl şartların dinamik davranışını araştırmak üzere kabinin süreksiz hal ısıl modelini oluşturdular. Bu oluşturulan modeli aracın klima sistemi için uyguladılar. Soğutma kapasitesinin dış çevre sıcaklığının artmasıyla azalıp COP soğutma değerini azalttığı düşüncesinden hareketle 4 kademeli doyma çevriminin aracın klima sistemi için uygulanmasıyla performans artışı elde edilebileceğini düşündüler. Çalışma akışkanı olarak R134a akışkanını seçtiler. 300 kPa evaporatör basıncında 1 kademeli sisteme göre COP 'daki artış oranını % 23.9; güç tüketimindeki azalma oranını ise % 19.3 olarak hesapladılar. 4 kademeli doyma çevrimini diğer çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanlarla birlikte uyguladıklarında COP'daki artış oranı ve güç tüketimindeki azalma oranı en fazla olan akışkanı R1234yf

olarak tespit ettiler. Bu akışkan için COP ‘daki artış oranını % 29.8 olarak hesapladılar. 4 kademeli doyma çevrimi uygulanması sonucu en yüksek COP değerine ulaşan akışkanı R152a olarak belirlediler.

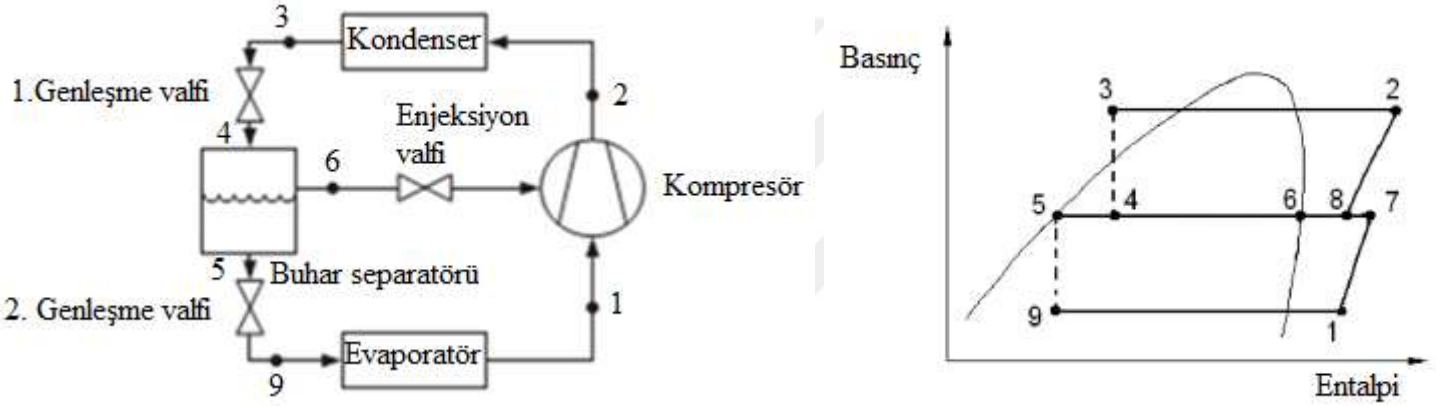
Daha önce de ifade edildiği gibi, direkt olarak doyma çevrimleri ile ilgili literatürde sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda doyma çevrimlerinin enerji analizi yapılmıştır. Bu tez çalışmasında bir adım daha ileriye gidilerek çok kademeli doyma çevriminin ekserji analizi yapılmıştır. Çok kademeli doyma çevrimlerinde sistemin tersinmezliğinin azaltılması amaçlanmaktadır. Bu nedenle hem toplam hem de her bir çevrim elemanındaki tersinmezliklerin ve buna etki eden faktörlerin araştırılması önemlidir. Bu tez çalışmasının başlıca amacı tersinmezliklerin toplamda ve her bir çevrim elemanında kademe sayısına göre ne ölçüde azaldığının belirlenmesi ve bu azalışa etki eden faktörlerin araştırılmasıdır. Açık literatürde bu türden bir çalışmaya henüz rastlanmamıştır. Bu nedenle bu çalışmanın bu konudaki eksikliğin giderilmesine katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

3. TEORİK ESASLAR

Bu bölümde öncelikle doyma çevrimlerinin çalışma şekli açıklandı. Sistemin ekserji analizi için gerekli ekserjetik denklemler elde edildi. Çözümleme için belirlenen sınır şartları sunuldu. Ekserjetik analiz için Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanıldı.

3.1. İki ve dört kademeli doyma çevrimi

Şekil 3.1.'de iki kademeli buhar separatörlü enjeksiyon sisteminin tesisat şeması ve basınç-entalpi diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.1. İki kademeli doyma çevrimin tesisat şeması ve basınç-entalpi diyagramı [(Heo ve ark., 2011; Lee ve ark., 2013)]

Sistemin çalışması şöyle gerçekleşir:

Kondenserden ayrılıp aşırı soğutma işlemine maruz kalan 3 durumundaki akışkan 1. Genleşme valfinden geçerek izentalpik genleşme işlemine maruz kalıp basıncı enjeksiyon basıncına iner ve 4 durumuna geçer. 4 durumundaki buhar-sıvı karışımındaki akışkan buhar separatöründe 5 durumundaki doymuş sıvı ve 6 durumundaki doymuş buhar fazlarına ayrışır. 6 durumundaki akışkan ve 5 durumundaki akışkanın çok küçük bir kısmı enjeksiyon valfi aracılığıyla kompresöre enjekte edilirken 5 durumundaki akışkanın çok büyük kısmı 2. Genleşme valfinde izentalpik genleşme işlemine maruz kalarak basıncı evaporatör basıncına iner ve 9 durumuna geçip evaporatöre giriş yapar. 9 durumundaki akışkan evaporatörde çevrenin veya soğutulan ortamın ısısını alarak buharlaşır. Daha sonra aşırı kızdırma işlemine maruz kalan akışkan 1 durumuna geçer. 1 durumundaki kızgın buhar fazındaki akışkan kompresörde basıncı enjeksiyon basıncına çıkacak şekilde sıkıştırılır ve 7 durumuna geçer. 7 durumundaki akışkan bu aşamada

kompresöre enjekte edilen 6 durumundaki akışkan ve 5 durumundaki akışkanın çok küçük bir kısmıyla etkileşime girerek ara soğutma işlemine maruz kalır ve 8 durumuna geçer. 8 durumundaki akışkan basıncı kondenser basıncına çıkacak şekilde kompresörde ikinci bir sıkıştırma işlemine maruz kalır ve 2 durumuna geçip kondensere giriş yapar. 2 durumundaki akışkan kondenserde ısıtılan ortama veya çevreye ısısını aktararak doymuş sıvı fazına geçer. Daha sonra aşırı soğutma işlemine maruz kalan akışkan 3 durumuna geçer ve çevrimin çalışması bu şekilde devam eder.

Bu tez çalışmasında çözümleme yapılırken bundan önceki çalışmalar da esas alınarak kompresöre her bir enjeksiyon kademesinde buhar separatöründe ayrışıp enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkanın yanında yukarıda bahsedildiği gibi doymuş sıvı fazındaki akışkanın oran olarak çok küçük bir kısmının da enjekte edildiği kabul edilmiştir. Kompresöre enjekte edilen bu doymuş sıvı fazındaki akışkan kütle debisinin buhar separatöründe ayrışan toplam doymuş sıvı kütle debisine oranının nasıl hesaplandığı çözümleme basamaklarının anlatıldığı ilerleyen kısımlarda anlatılacaktır.

Lee ve ark. (2013) doyma çevrimi uygulanması sonucu çevrimin doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerine yaklaşma derecelerini sistemin iyileşme potansiyeli açısından bir ölçüt olarak kabul ettiler ve bu potansiyeli sayısal oran olarak ifade etmek için boyutsuz ε ve α parametrelerini tanımladılar. Eşitlik (3.1) de formülü verilen ε parametresi, sıkıştırma kademeleri sonundaki kompresör çıkış (kondenser giriş) entropi değerinin kondenser basıncındaki doymuş buhar entropi değerine sayısal olarak yaklaşma derecesini ifade etmektedir. Eşitlik (3.2) de formülü verilen α parametresi ise genleşme kademeleri sonundaki evaporatöre giriş entalpi değerinin evaporatör basıncındaki doymuş sıvı entalpi değerine sayısal olarak yaklaşma derecesini ifade etmektedir. Kademe sayısının artırılmasıyla ε ve α parametreleri sayısal oran olarak azalmakta ve 0' a yaklaşmaktadır

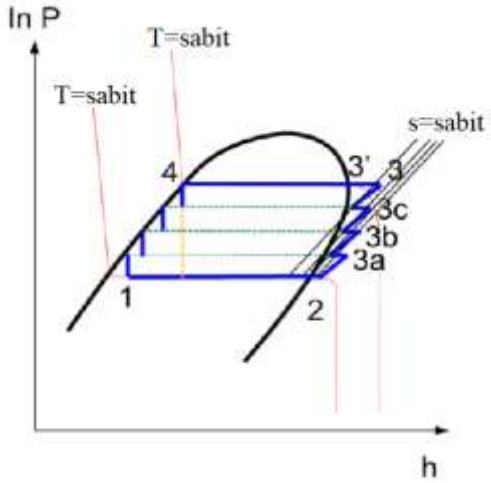
$$\varepsilon = \frac{s_{komp,çık} - s_{doybuh}}{s_{komp,çık} - s_{doysıv}} \tag{3.1}$$

$$\alpha = \frac{h_{evap,gir} - h_{doysıv}}{h_{doybuh} - h_{doysıv}} \tag{3.2}$$

Eşitlik (3.1) de $s_{komp,çık}$, kompresör çıkış (kondenser giriş) entropisini; s_{doybuh}, kondenser basıncındaki doymuş buhar entropisini; $s_{doysıv}$, kondenser basıncındaki doymuş sıvı entropisini tanımlamaktadır.

Eşitlik (3.2) de $h_{evap,gir}$, evaporatöre giriş entalpisini; $h_{doysıv}$, evaporatör basıncındaki doymuş sıvı entalpisini; h_{doybuh}, evaporatör basıncındaki doymuş buhar entalpisini tanımlamaktadır.

Dört kademeli doyma çevriminin P-h diyagramı Şekil 3.2.'de sunulmuştur. Çok kademeli doyma çevrimlerinde evaporatörden ayrılan akışkan sıkıştırma kademelerinde bir üst enjeksiyon basıncına veya kondenser basıncına sıkıştırılırken buhar separatörlerinden kompresöre doğru olan enjeksiyon hatlarından gelen akışkanlarla etkileşime girerek her bir enjeksiyon kademesinde ara soğutma işlemine maruz kalmaktadır. Sabit basınçta gerçekleşen bu ara soğutma işlemleri sayesinde akışkan entalpisi her bir sıkıştırma işleminin sonunda Şekil 3.2.'deki P-h diyagramında görüldüğü gibi doymuş buhar eğrisine bir miktar daha yaklaşıp değeri küçülmektedir. Çevrimin kademe sayısının artırılmasıyla enjeksiyon kademeleriyle beraber ara soğutma kademeleri de artacağı için sıkıştırma prosesi doymuş buhar eğrisine bir miktar daha yaklaşmış olur. Kısılma vanalarındaki genleşme işlemlerinden sonra her bir enjeksiyon kademesinde buhar separatörlerinde gerçekleşen faz ayrılması işlemlerinde akışkanın bir kısmı doymuş sıvı fazına ayrıldığından dolayı kısılma vanalarından geçen akışkanın entalpisi her bir genleşme işleminin sonunda Şekil 3.2.'deki diyagramdan görüldüğü gibi doymuş sıvı eğrisine bir miktar daha yaklaşıp değeri küçülür. Çevrimin kademe sayısının artırılmasıyla enjeksiyon kademeleri ile beraber her bir enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründe gerçekleşen faz ayrılması işlemlerinin sayısı da artacağı için genleşme prosesi doymuş sıvı eğrisine bir miktar daha yaklaşmış olur. Sıkıştırma prosesinin doymuş buhar eğrisine yaklaşmasıyla kompresör deşarj sıcaklığı düşer. Kompresör deşarj sıcaklığının düşmesiyle akışkanın kondensere giriş entalpi değeri küçülür. Böylece ısıtma işlemi sırasındaki entalpi aralığı daralmış olur. Genleşme prosesinin doymuş sıvı eğrisine yaklaşmasıyla genleşme işlemleri sonundaki akışkan entalpisi doymuş sıvı eğrisine yaklaşır. Böylelikle akışkanın evaporatöre giriş entalpi değeri küçülüp soğutma işlemi sırasındaki entalpi aralığı genişlemiş olur.



Şekil 3.2. Dört kademeli doyma çevriminin P-h diyagramı (Lee ve ark. (2013))

3.2. İki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

Bu tez çalışmasında doyma çevriminin ekserji analizleri yapılırken öncelikle sistemin her bir noktasında kütle akışının da dahil edildiği fiziksel ekserji miktarları hesaplandı. Kimyasal, potansiyel ve kinetik ekserji miktarları dikkate alınmadı. Fiziksel ekserji; bir akışkanın sadece çevresiyle ısıl etkileşimde olduğu düşünüldüğünde, bulunduğu ilk durumdan çevresiyle ısıl ve mekanik dengeye (referans çevre şartları) gelmesi esnasında üretilebilecek maksimum iş miktarıdır (Kotas, 2013). Buna göre sistemin herhangi bir "i" noktasındaki fiziksel ekserji miktarı aşağıdaki Eşitlik (3.3) deki gibi hesaplanır:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i \cdot [(h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)] \quad (3.3)$$

Yukarıdaki Eşitlik (3.3) deki denklemde görülen "0" alt indisi referans çevre şartlarını ifade etmektedir. Referans çevre şartları çevrimdeki soğutucu akışkanın P_0 ve T_0 şartlarındaki termodinamik özelliklerini ifade etmektedir.

Soğutma modu için soğutulan ortamdan evaporatöre doğru gerçekleşen ısı transferi kaynaklı ekserji miktarı aşağıdaki Eşitlik (3.4) deki gibi hesaplanır:

$$\dot{E}x_{qevap} = \dot{Q}_{evap} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{soğ}}\right) \quad (3.4)$$

Isıtma modu için kondenserden ısıtılan ortama doğru gerçekleşen ısı transferi kaynaklı ekserji miktarı aşağıdaki Eşitlik (3.5) deki gibi hesaplanır:

$$\dot{E}x_{qkond} = -\dot{Q}_{kond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{ısıt}}\right) \quad (3.5)$$

Kompresörün yaptığı iş kaynaklı ekserji miktarı kompresör gücünün kendisine eşittir:

$$\dot{E}x_{wkomp} = \dot{W}_{komp} \quad (3.6)$$

Sistemin genel ekserji verimi aşağıdaki Eşitlik (3.7) deki gibi hesaplanır:

$$\psi = \left(1 - \frac{\dot{I}_{top}}{\dot{W}_{komp,top}}\right) \quad (3.7)$$

Soğutulan ortamdan evaporatöre ısı aktarılmasıyla sistemde ısı transferi kaynaklı ekserji kazancı sağlanırken kondenserden ısıtılan ortama ısı aktarılmasıyla sistemde ısı transferi kaynaklı ekserji kaybı meydana gelir. Kondenserde sistemden ekserji kaybı gerçekleştiğinden dolayı Eşitlik (3.5) deki ekserji formülünün başında "-" işareti vardır. Çevre ile gerçekleşen ısı transferi işlemlerinde çevre ile denge hali geçerli olduğundan dolayı ısı transferi kaynaklı bir ekserji akışı gerçekleşmez. Isıtma modu için evaporatörde ve soğutma modu için kondenserde gerçekleşen ısı transferleri çevre ile gerçekleştiğinden dolayı bu durumlar için ısı transferi kaynaklı ekserji miktarları 0 olarak alınır.

Doyma çevrimlerinin ekserjetik analizi için ilk başta sistemin her bir prosesi için ekserji denge denklemleri yukarıda görülen Eşitlik (3.3-3.6) daki ekserji ifadeleri kullanılarak oluşturuldu. Sistemin her bir prosesi için oluşturulan bu ekserji denge denklemleri vasıtasıyla her bir prosesteki ekserji kayıp (tersinmezlik miktarı) denklemleri oluşturuldu. Ekserjetik analiz için Engineering Equation Solver (EES) programı kullanıldı. Sistemin her bir prosesi için oluşturulan tersinmezlik miktarları denklemleri EES arayüzüne aktarılarak bir program yazıldı. EES'nin bünyesinde barındırdığı matematiksel ve termodinamik özellik fonksiyonları vasıtasıyla sistemin matematiksel modeli oluşturuldu. Matematiksel modelin oluşturulmasından sonra çözümleme safhasına geçildi ve sonuçlar simüle edildi. Analizler hem ısıtma hem soğutma modu için gerçekleşti. İş gören akışkan olarak R410A seçildi. Analizlerde kademe sayısı temel parametrelerden biri olarak kabul edildi. Sırasıyla 1,2,3 ve 4 kademeli çevrimlerin EES programı üzerinde matematiksel modeli oluşturuldu. İlk başta program üzerinde sistemin sınır şartları tanımlanarak bu sınır şartları vasıtasıyla tersinmezlik denklemlerinde kullanılan sistemin her bir noktasındaki entalpi ve entropi değerleri hesaplandı. Sistemin her bir prosesi için oluşturulan tersinmezlik miktarları denklemleri kullanılarak sistemin toplam tersinmezlik miktarı formülize edildi. Her bir kademedeki toplam tersinmezlik miktarları hesaplandı. Sistemin toplam tersinmezlik miktarı ve kompresörün tükettiği

toplam güç kullanılarak her bir kademedeki ekserji verimi Eşitlik (3.7) deki gibi hesaplandı. Bu çalışmada kompresör ve genleşme valfi adyabatik olarak kabul edildi. Kompresör ara soğutma kademelerinde etkileşim sonucu oluşan akışkanın sıcaklığı kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkanın sıcaklığından 5 K (aşırı kızdırma miktarı) fazla olduğu kabul edildi (Lee ve ark., 2013). Kompresör ara soğutma kademesi için oluşturulan enerjinin korunumu denkleminden ve bu kabulden yola çıkılarak kompresöre enjekte edilen doymuş sıvı fazındaki akışkanın kütle debisinin buhar separatöründe ayrışan toplam doymuş sıvı kütle debisine oranı "a" hesaplandı. Bu "a" değerinin nasıl hesaplandığı ilerleyen kısımlarda verilecektir.

3.2.1. Soğutma modu için iki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

İki kademeli doyma çevriminin soğutma modunda EES programı üzerinde çözümlemesi yapılırken sırasıyla Eşitlik (3.8) den (3.37) ye kadar olan denklemler kullanıldı. Çözümlemeler yapılırken Şekil 3.1.'deki tesisat şeması ve basınç-entalpi diyagramı esas alındı.

Analizde aşağıdaki kabuller yapıldı :

Kullanılan akışkan : R410A

Kondenserden geçen toplam akışkan kütle debisi ($\dot{m}_{top}$) : 1 kg/s

Aşırı soğutma miktarı : 5 K

Aşırı kızdırma miktarı : 5 K

Evaporatör sıcaklığı : 254.85 K (Lee ve ark., 2013)

Kondenser sıcaklığı : 304.25 K (Lee ve ark., 2013)

Çevre Sıcaklığı (T_0) : 294.25 K (Lee ve ark., 2013)

Soğutulan ortam sıcaklığı ($T_{soğ}$) : 264.85 K (Lee ve ark., 2013)

Kompresör izentropik verimi : 0.85-0.0467. ($\frac{\text{üst basınç}}{\text{alt basınç}}$) (Lee ve ark., 2013)

Sistemin ara kademe (enjeksiyon) basıncı (Moran ve ark., 2010) :

$$P_{arakad} = \sqrt{P_{evap} \cdot P_{kond}} \tag{3.8}$$

Buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkan kütle debisi (Heo ve ark., 2010):

$$\dot{m}_{top} \cdot h_3 = \dot{m}_{enjbuh} \cdot h_6 + (\dot{m}_{top} - \dot{m}_{enjbuh}) \cdot h_5 \tag{3.9}$$

$$\dot{m}_{enjbuh} = \dot{m}_{top} \cdot \left(\frac{h_3 - h_5}{h_6 - h_5}\right) \quad (3.10)$$

Buhar separatöründen ayrılarak büyük bir bölümü genleşme valfi vasıtasıyla evaporatöre aktarılan çok küçük bir bölümü de kompresöre enjekte edilen toplam sıvı kütle debisi:

$$\dot{m}_{sıv} = \dot{m}_{top} - \dot{m}_{enjbuh} \quad (3.11)$$

$T_8 = T_6 + 5\ K$ kabul edilerek buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş sıvı fazındaki akışkanın kütle debisinin buhar separatöründe ayrışan toplam doymuş sıvı kütle debisine oranı "a" (Lee ve ark., 2013):

$$\dot{m}_{enjbuh} \cdot h_6 + a \cdot \dot{m}_{sıv} \cdot h_5 + (1\text{-}a) \cdot \dot{m}_{sıv} \cdot h_7 = \dot{m}_{top} \cdot h_8 \quad (3.12)$$

$$a = (\dot{m}_{top} \cdot h_8 - \dot{m}_{enjbuh} \cdot h_6 - \dot{m}_{sıv} \cdot h_7) / (\dot{m}_{sıv} \cdot (h_5 - h_7)) \quad (3.13)$$

Buhar separatöründen genleşme valfi vasıtasıyla evaporatöre aktarılan akışkan kütle debisi:

$$\dot{m}_{evap} = (1\text{-}a) \cdot \dot{m}_{sıv} \quad (3.14)$$

Kompresör sıkıştırma kademelerinde ve toplamda tüketilen güç:

$$\dot{W}_{komp,1.kad} = [\dot{m}_{evap} \cdot (h_{7s} - h_1)] / (\eta_{izen,1.kad}) \quad (3.15)$$

$$\dot{W}_{komp,2.kad} = [\dot{m}_{top} \cdot (h_{2s} - h_8)] / (\eta_{izen,2.kad}) \quad (3.16)$$

$$\dot{W}_{komp,top} = \dot{W}_{komp,1.kad} + \dot{W}_{komp,2.kad} \quad (3.17)$$

Yukarıdaki denklemlerde h_{7s}, 1 durumundaki akışkan ile aynı entropiye sahip ara enjeksiyon kademesi basıncındaki akışkan entalpisini; h_{2s}, 8 durumundaki akışkan ile aynı entropiye sahip kondenser basıncındaki akışkan entalpisini; $\eta_{izen,1.kad}$, 1.sıkıştırma kademesi izentropik verimini; $\eta_{izen,2.kad}$ ise 2.sıkıştırma kademesi izentropik verimini ifade etmektedir

Aşırı kızdırma miktarı hesaba katılarak soğutma kapasitesi ve evaporatörde oluşan tersinmezlik miktarı :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_1 - h_9) \quad (3.18)$$

$$\dot{I}_{evap} = T_0 \cdot [\dot{m}_{evap} \cdot (s_1 - s_9) - (\frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{soğ}})] \quad (3.19)$$

Kompresör birinci sıkıştırma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,1.kad} = T_0 \cdot \dot{m}_{evap} \cdot (s_7 - s_1) \quad (3.20)$$

5komp, 6, 7 ve 8 durumundaki ekserjiler ve kompresör ara soğutma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_7 = \dot{m}_{evap} \cdot [h_7 - h_0 - T_0 \cdot (s_7 - s_0)] \quad (3.21)$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{m}_{enjbuh} \cdot [h_6 - h_0 - T_0 \cdot (s_6 - s_0)] \quad (3.22)$$

$$\dot{E}x_{5komp} = a \cdot \dot{m}_{sıv} \cdot [h_5 - h_0 - T_0 \cdot (s_5 - s_0)] \quad (3.23)$$

$$\dot{E}x_8 = \dot{m}_{top} \cdot [h_8 - h_0 - T_0 \cdot (s_8 - s_0)] \quad (3.24)$$

$$\dot{I}_{komp,arasoğ} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{5komp} - \dot{E}x_8 \quad (3.25)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{5komp}$ separatörden kompresöre enjekte edilen 5 durumundaki doymuş sıvı fazındaki akışkanın ekserjisini ifade etmektedir.

Kompresör ikinci sıkıştırma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,2.kad} = T_0 \cdot \dot{m}_{top} \cdot (s_2 - s_8) \quad (3.26)$$

Kompresörde oluşan toplam tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,top} = \dot{I}_{komp,1.kad} + \dot{I}_{komp,arasoğ} + \dot{I}_{komp,2.kad} \quad (3.27)$$

Aşırı soğutma miktarı hesaba katılarak kondenserde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{kond} = \dot{m}_{top} \cdot [h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)] \quad (3.28)$$

Buhar separatöründen önceki genleşme valfinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{1.genvalf} = \dot{m}_{top} \cdot T_0 \cdot (s_4 - s_3) \quad (3.29)$$

4,5komp, 5evap ve 6 durumundaki ekserjiler ve buhar separatöründe oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_4 = \dot{m}_{top} \cdot [h_4 - h_0 - T_0 \cdot (s_4 - s_0)] \quad (3.30)$$

$$\dot{E}x_{5komp} = a \cdot \dot{m}_{sıv} \cdot [h_5 - h_0 - T_0 \cdot (s_5 - s_0)] \quad (3.31)$$

$$\dot{E}x_{5evap} = \dot{m}_{evap} \cdot [h_5 - h_0 - T_0 \cdot (s_5 - s_0)] \quad (3.32)$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{m}_{enjbuh} \cdot [h_6 - h_0 - T_0 \cdot (s_6 - s_0)] \quad (3.33)$$

$$\dot{I}_{sep} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{5komp} - \dot{E}x_{5evap} - \dot{E}x_6 \quad (3.34)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{5evap}$ separatörden 2.genleşme valfine aktarılan 5 durumundaki doymuş sıvı fazındaki akışkanın ekserjisini ifade etmektedir.

Buhar separatöründen sonraki genleşme valfinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{2.genvalf} = \dot{m}_{evap} \cdot T_0 \cdot (s_9 - s_5) \quad (3.35)$$

Çevrimin toplam tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{top} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_{komp,top} + \dot{I}_{kond} + \dot{I}_{1.genvalf} + \dot{I}_{sep} + \dot{I}_{2.genvalf} \quad (3.36)$$

Çevrimin ekserji verimi:

$$\psi = \left(1 - \frac{\dot{I}_{top}}{\dot{W}_{komp,top}}\right) \quad (3.37)$$

3.2.2. Isıtma modu için iki kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

İki kademeli doyma çevriminin ısıtma modunda EES programı üzerindeki çözümlemesi soğutma modu için yapılan çözümleme işlemi ile genel olarak aynı doğrultuda gerçekleşti. Sınır şartlarından çevre sıcaklığı ve ortam sıcaklığı değerleri ile evaporatör ve kondenserde oluşan tersinmezlik miktarlarının hesaplanmasında kullanılan denklemler ısıtma modu için değişiklik gösterdi. Bunların dışında aynı sınır şartları ve aynı denklemler kullanıldı. Soğutma modu için evaporatör ve kondenserde oluşan tersinmezlik miktarlarının hesaplanmasında kullanılan Eşitlik (3.18), (3.19) ve (3.28) deki denklemlerin yerine aşağıda gösterilen (3.38), (3.39) ve (3.40) daki denklemler kullanıldı. Değişiklik gösteren sınır şartları aşağıda gösterilmiştir. Isıtma modu için yapılan çözümlemelerde de Şekil 3.1.'deki tesisat şeması ve basınç-entalpi diyagramı esas alındı.

Değişiklik gösteren sınır şartları şunlardır:

Çevre Sıcaklığı (T_0) = 264.85 K (Lee ve ark., 2013)

Isıtılan ortam sıcaklığı ($T_{ısıt}$) = 294.25 K (Lee ve ark., 2013)

Aşırı kızdırma miktarı hesaba katılarak evaporatörde oluşan tersinmezlik miktarı :

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_{evap} . [h_9 - h_1 - T_0 . (s_9 - s_1)] \quad (3.38)$$

Aşırı soğutma miktarı hesaba katılarak ısıtma kapasitesi ve kondenserde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{top} . (h_2 - h_3) \quad (3.39)$$

$$\dot{I}_{kond} = T_0 . [\dot{m}_{top} . (s_3 - s_2) + (\frac{\dot{Q}_{kond}}{T_{ısıt}})] \quad (3.40)$$

3.3. Üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

Üç kademeli doyma çevriminin analizinde Kısım 3.2. de anlatılan çözüm yöntemi aynen uygulandı. Aynı kabuller yapıldı ve aynı sınır şartları kullanıldı. Tersinmezlik miktarlarını ve sistemin ekserji verimini hesaplamada Kısım 3.2. de verilen Eşitlik (3.1-3.7) deki denklemler kullanıldı. Oluşturulan denklemler yine aynı şekilde EES arayüzüne aktarılarak sistemin matematiksel modeli oluşturuldu ve sonuçlar simüle edildi.

3.3.1. Soğutma modu için üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

Üç kademeli doyma çevriminin soğutma modunda EES programı üzerinde çözümlemesi yapılırken sırasıyla Eşitlik (3.41) den (3.91) e kadar olan denklemler kullanıldı.

Analizde aşağıdaki kabuller yapıldı :

Kullanılan akışkan : R410A

Kondenserden geçen toplam akışkan kütle debisi $(\dot{m}_{top})$: 1 kg/s

Aşırı soğutma miktarı : 5 K

Aşırı kızdırma miktarı : 5 K

Evaporatör sıcaklığı : 254.85 K (Lee ve ark., 2013)

Kondenser sıcaklığı : 304.25 K (Lee ve ark., 2013)

Çevre Sıcaklığı (T_0) : 294.25 K (Lee ve ark., 2013)

Soğutulan ortam sıcaklığı ($T_{soğ}$) : 264.85 K (Lee ve ark., 2013)

Kompresör izentropik verimi : 0.85-0.0467. ($\frac{\text{üst basınç}}{\text{alt basınç}}$) (Lee ve ark., 2013)

Sistemin ara kademe (enjeksiyon) basınçları (Moran ve ark., 2010) :

$$P_{1.arakad} = \sqrt{P_{2.arakad} . P_{evap}} \quad (3.41)$$

$$P_{2.arakad} = \sqrt{P_{1.arakad} . P_{kond}} \quad (3.42)$$

$$P_{1.arakad} = (P_{kond} . P_{evap}^{\,2})^{1/3} \quad (3.43)$$

Eşitlik (3.41) de $P_{2.arakad}$ ifadesi yerine Eşitlik (3.42) deki formül kullanıldığında 1.ara kademe basıncı evaporatör ve kondenser basınçları cinsinden Eşitlik (3.43) deki gibi hesaplandı. 1. ara kademe basıncının hesaplanmasıyla 2. ara kademe basıncı, 1. ara kademe basıncı ve kondenser basıncı cinsinden Eşitlik (3.42) deki gibi hesaplandı.

2. ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkan kütle debisi (Heo ve ark., 2010) :

$$\dot{m}_{top} \cdot h_{kond,aşırısoğ} = \dot{m}_{enjbuh,2.arakad} \cdot h_{doybuh,2.arakad} + (\dot{m}_{top} - \dot{m}_{enjbuh,2.kad}) \cdot h_{doysıv,2.kad} \quad (3.44)$$

$$\dot{m}_{enjbuh,2.arakad} = \dot{m}_{top} \cdot \left(\frac{h_{kond,aşırısoğ} - h_{doysıv,2.arakad}}{h_{doybuh,2.arakad} - h_{doysıv,2.arakad}} \right) \quad (3.45)$$

Yukarıdaki denklemlerde $h_{kond,aşırısoğ}$, kondenserden ayrılıp aşırı soğutma işlemine maruz kalmış akışkan entalpisini; $h_{doysıv,2.arakad}$, 2. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş sıvı entalpisini; $h_{doybuh,2.arakad}$, 2. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş buhar entalpisini ifade etmektedir.

Buhar separatöründen ayrılarak büyük bir bölümü bir sonraki genleşme valfine aktarılan çok küçük bir bölümü de kompresöre enjekte edilen toplam sıvı kütle debisi:

$$\dot{m}_{sıv,2.arakad} = \dot{m}_{top} - \dot{m}_{enjbuh,2.arakad} \quad (3.46)$$

2. ara basınç kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkanın sıcaklığı kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkanın sıcaklığından 5 K (aşırı kızdırma miktarı) fazla olduğu kabul edilerek buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş sıvı fazındaki akışkanın kütle debisinin toplam doymuş sıvı kütle debisine oranı "$a_{2.arakad}$" (Lee ve ark., 2013) :

$$\dot{m}_{enjbuh,2.arakad} \cdot h_{doybuh,2.arakad} + a_{2.arakad} \cdot \dot{m}_{sıv,2.arakad} \cdot h_{doysıv,2.arakad} + (1 - a_{2.arakad}) \cdot \dot{m}_{sıv,2.arakad} \cdot h_{2.sıkkad,son} = \dot{m}_{top} \cdot h_{2.arasoğ,son} \quad (3.47)$$

$$a_{2.arakad} = (\dot{m}_{top} \cdot h_{2.arasoğ,son} - \dot{m}_{enjbuh,2.arakad} \cdot h_{doybuh,2.arakad} - \dot{m}_{sıv,2.arakad} \cdot h_{2.sıkkad,son}) / (\dot{m}_{sıv,2.arakad} \cdot (h_{doysıv,2.arakad} - h_{2.sıkkad,son}))$$ (3.48)

Yukarıdaki denklemlerde $h_{2.sıkkad,son}$, 2.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entalpisini; $h_{2.arasoğ,son}$ ise 2. ara enjeksiyon kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkan entalpisini ifade etmektedir.

Buhar separatöründen sonraki genleşme valfine aktarılan doymuş sıvı fazındaki akışkan kütle debisi:

$$\dot{m}_{2.genvalf} = (1-a_{2.arakad}) \cdot (\dot{m}_{sıv,2.arakad})$$ (3.49)

1. ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkan kütle debisi (Heo ve ark., 2010) :

$$\dot{m}_{2.genvalf} \cdot h_{doysıv,2.arakad} = \dot{m}_{enjbuh,1.arakad} \cdot h_{doybuh,1.arakad} + (\dot{m}_{2.genvalf} - \dot{m}_{enjbuh,1.arakad}) \cdot h_{doysıv,1.arakad}$$ (3.50)

$$\dot{m}_{enjbuh,1.arakad} = \dot{m}_{2.genvalf} \cdot \left(\frac{h_{doysıv,2.arakad} - h_{doysıv,1.arakad}}{h_{doybuh,1.arakad} - h_{doysıv,1.arakad}} \right)$$ (3.51)

Yukarıdaki denklemlerde $h_{doysıv,1.arakad}$, 1. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş sıvı entalpisini; $h_{doybuh,1.arakad}$, 1. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş buhar entalpisini ifade etmektedir.

Buhar separatöründen ayrılarak büyük bir bölümü genleşme valfi vasıtasıyla evaporatöre aktarılan çok küçük bir bölümü de kompresöre enjekte edilen toplam sıvı kütle debisi:

$$\dot{m}_{sıv,1.arakad} = \dot{m}_{2.genvalf} - \dot{m}_{enjbuh,1.arakad}$$ (3.52)

1. ara basınç kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkanın sıcaklığı kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkanın sıcaklığından 5 K (aşırı kızdırma miktarı) fazla olduğu kabul edilerek buhar

separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş sıvı fazındaki akışkanın kütle debisinin toplam doymuş sıvı kütle debisine oranı "$a_{1.arakad}$" (Lee ve ark., 2013) :

$$\dot{m}_{enjbuh,1.arakad} \cdot h_{doybuh,1.arakad} + a_{1.arakad} \cdot \dot{m}_{sıv,1.arakad} \cdot h_{doysıv,1.arakad} + (1-a_{1.arakad}).\dot{m}_{sıv,1.arakad}.h_{1.sıkkad,son} = \dot{m}_{2.genvalf} .h_{1.arasoğ,son} \quad (3.53)$$

$$a_{1.arakad} = (\dot{m}_{2.genvalf} .h_{1.arasoğ,son} - \dot{m}_{enjbuhar,1.arakad} \cdot h_{doybuh,1.arakad} - \dot{m}_{sıv,1.arakad}.h_{1.sıkkad,son}) / (\dot{m}_{sıv,1.arakad} \cdot (h_{doysıv,1.arakad} - h_{1.sıkkad,son})) \quad (3.54)$$

Yukarıdaki denklemlerde $h_{1.sıkkad,son}$, 1.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entalpisini; $h_{1.arasoğ,son}$ ise 1. ara enjeksiyon kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkan entalpisini ifade etmektedir.

Buhar separatöründen 3.genleşme valfi vasıtasıyla evaporatöre aktarılan akışkan kütle debisi:

$$\dot{m}_{evap} = (1-a_{1.arakad}) \cdot (\dot{m}_{sıv,1.arakad}) \quad (3.55)$$

Kompresör sıkıştırma kademelerinde ve toplamda tüketilen güç:

$$\dot{W}_{komp,1.kad} = [\dot{m}_{evap}.(h_{1.sıkkad,son,s} - h_{evap,aşırıkız})] / (\eta_{izen,1.kad}) \quad (3.56)$$

$$\dot{W}_{komp,2.kad} = [\dot{m}_{2.genvalf}. (h_{2.sıkkad,son,s} - h_{1.arasoğ,son})] / (\eta_{izen,2.kad}) \quad (3.57)$$

$$\dot{W}_{komp,3.kad} = [\dot{m}_{top}. (h_{kond,gir,s} - h_{2.arasoğ,son})] / (\eta_{izen,3.kad}) \quad (3.58)$$

$$\dot{W}_{komp,top} = \dot{W}_{komp,1.kad} + \dot{W}_{komp,2.kad} + \dot{W}_{komp,3.kad} \quad (3.59)$$

Yukarıdaki denklemlerde $h_{evap,aşırıkız}$, evaporatörde buharlaştıktan sonra aşırı kızdırma işlemine maruz kalan akışkan entalpisini; $h_{1.sıkkad,son,s}$, aşırı kızdırma işlemine maruz kalmış akışkan ile aynı entropiye sahip 1.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entalpisini; $h_{2.sıkkad,son,s}$, 1. ara enjeksiyon kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkan ile aynı entropiye sahip 2.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entalpisini; $h_{kond,gir,s}$, 2. ara enjeksiyon kademesindeki kompresör ara soğutma işleminde etkileşim sonucu oluşan akışkan ile aynı entropiye sahip 3.sıkıştırma kademesi sonundaki kondensere giriş entalpisini; $\eta_{izen,1.kad}$, 1.sıkıştırma kademesi

izentropik verimini; $\eta_{izen,2.kad}$, 2.sıkıştırma kademesi izentropik verimini; $\eta_{izen,3.kad}$ ise 3.sıkıştırma kademesi izentropik verimini ifade etmektedir.

Aşırı kızdırma miktarı hesaba katılarak soğutma kapasitesi ve evaporatörde oluşan tersinmezlik miktarı :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap}.(h_{evap,aşırıkız} - h_{evap,gir}) \quad (3.60)$$

$$\dot{I}_{evap} = T_0.[\dot{m}_{evap}.(s_{evap,aşırıkız} - s_{evap,gir}) - (\frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{soğ}})] \quad (3.61)$$

Yukarıdaki denklemlerde $s_{evap,aşırıkız}$, evaporatörde buharlaştıktan sonra aşırı kızdırma işlemine maruz kalan akışkan entropisini; $s_{evap,gir}$, evaporatöre giriş entropisini ifade etmektedir.

Kompresör birinci sıkıştırma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,1.kad} = T_0.\dot{m}_{evap}.(s_{1.sıkkad,son} - s_{evap,aşırıkız}) \quad (3.62)$$

Yukarıdaki denklemde $s_{1.sıkkad,son}$, 1.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entropisini ifade etmektedir.

Kompresör birinci ara soğutma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_{1.sıkkad,son} = \dot{m}_{evap} . [h_{1.sıkkad,son} - h_0 - T_0 . (s_{1.sıkkad,son} - s_0)] \quad (3.63)$$

$$\dot{E}x_{enjbuh,1.arakad} = \dot{m}_{enjbuh,1.arakad} . [h_{doybuh,1.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doybuh,1.arakad} - s_0)] \quad (3.64)$$

$$\dot{E}x_{enjsıv,1.arakad} = a_{1.arakad} . \dot{m}_{sıv,1.arakad} . [h_{doysıv,1.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doysıv,1.arakad} - s_0)] \quad (3.65)$$

$$\dot{E}x_{1.arasoğ,son} = \dot{m}_{2.genvalf} . [h_{1.arasoğ,son} - h_0 - T_0 . (s_{1.arasoğ,son} - s_0)] \quad (3.66)$$

$$\dot{I}_{komp,1.arasoğ} = \dot{E}x_{1.sıkkad,son} + \dot{E}x_{enjbuh,1.arakad} + \dot{E}x_{enjsıv,1.arakad} - \dot{E}x_{1.arasoğ,son} \quad (3.67)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{1.sıkkad,son}$, 1.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{enjbuhar,1.arakad}$, 1.ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{enjsıv,1.arakad}$, 1.ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş

sıvı fazındaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{1.arasoğ,son}$, 1.ara soğutma kademesinde etkileşim sonucu oluşan akışkan ekserjisini; $s_{doybuh,1.arakad}$, 1.ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş buhar entropisini; $s_{doysıv,1.arakad}$, 1.ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş sıvı entropisini; $s_{1.arasoğ,son}$, 1.ara soğutma kademesinde etkileşim sonucu oluşan akışkan entropisini ifade etmektedir.

Kompresör ikinci sıkıştırma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,2.kad} = T_0 . \dot{m}_{2.genvalf} . (s_{2.sıkkad,son} - s_{1.arasoğ,son}) \quad (3.68)$$

Yukarıdaki denklemde $s_{2.sıkkad,son}$, 2.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan entropisini ifade etmektedir.

Kompresör ikinci ara soğutma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_{2.sıkkad,son} = \dot{m}_{2.genvalf} . [h_{2.sıkkad,son} - h_0 - T_0 . (s_{2.sıkkad,son} - s_0)] \quad (3.69)$$

$$\dot{E}x_{enjbuh,2.arakad} = \dot{m}_{enjbuh,2.arakad} . [h_{doybuh,2.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doybuh,2.arakad} - s_0)] \quad (3.70)$$

$$\dot{E}x_{enjsıv,2.arakad} = a_{2.arakad} . \dot{m}_{sıv,2.arakad} . [h_{doysıv,2.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doysıv,2.arakad} - s_0)] \quad (3.71)$$

$$\dot{E}x_{2.arasoğ,son} = \dot{m}_{top} . [h_{2.arasoğ,son} - h_0 - T_0 . (s_{2.arasoğ,son} - s_0)] \quad (3.72)$$

$$\dot{I}_{komp,2.arasoğ} = \dot{E}x_{2.sıkkad,son} + \dot{E}x_{enjbuhar,2.arakad} + \dot{E}x_{doysıv,2.arakad} - \dot{E}x_{2.arasoğ,son} \quad (3.73)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{2.sıkkad,son}$, 2.sıkıştırma kademesi sonundaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{enjbuh,2.arakad}$, 2.ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründen kompresöre enjekte edilen doymuş buhar fazındaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{enjsıv,2.arakad}$, 2.ara enjeksiyon kademesinde kompresöre enjekte edilen doymuş sıvı fazındaki akışkan ekserjisini; $\dot{E}x_{2.arasoğ,son}$, 2.ara soğutma kademesinde etkileşim sonucu oluşan akışkan ekserjisini ifade etmektedir. $s_{doybuh,2.arakad}$, 2. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş buhar entropisini; $s_{doysıv,2.arakad}$, 2. ara kademe (enjeksiyon) basıncındaki doymuş sıvı entropisini; $s_{2.arasoğ,son}$, 2.ara soğutma kademesinde etkileşim sonucu oluşan akışkan entropisini ifade etmektedir.

Kompresör üçüncü sıkıştırma kademesinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,3.kad} = T_0 . \dot{m}_{top} . (s_{kond,gir} - s_{2.arasoğ,son}) \quad (3.74)$$

Yukarıdaki denklemde $s_{kond,gir}$ kondensere giriş entropisini ifade etmektedir.

Kompresörde oluşan toplam tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{komp,top} = \dot{I}_{komp,1.kad} + \dot{I}_{komp,1.arasoğ} + \dot{I}_{komp,2.kad} + \dot{I}_{komp,2.arasoğ} + \dot{I}_{komp,3.kad} \quad (3.75)$$

Aşırı soğutma miktarı hesaba katılarak kondenserde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{kond} = \dot{m}_{top} . [h_{kond,gir} - h_{kond,aşırısoğ} - T_0 . (s_{kond,gir} - s_{kond,aşırısoğ})] \quad (3.76)$$

Yukarıdaki denklemde $h_{kond,gir}$, kondensere giriş entalpisini; $s_{kond,aşırısoğ}$, kondenserden ayrılıp aşırı soğutma işlemine maruz kalmış akışkan entropisini ifade etmektedir.

Kondenserden sonraki genleşme valfinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{1.genvalf} = \dot{m}_{top} . T_0 . (s_{sep,2.arakad,gir} - s_{kond,aşırısoğ}) \quad (3.77)$$

Yukarıdaki denklemde $s_{sep,2.arakad,gir}$, 2.ara enjeksiyon kademesindeki separatöre giriş entropisini ifade etmektedir.

2. ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründe oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_{sep,2.arakad,gir} = \dot{m}_{top} . [h_{kond,aşırısoğ} - h_0 - T_0 . (s_{sep,2.arakad,gir} - s_0)] \quad (3.78)$$

$$\dot{E}x_{enjsıv,2.arakad} = a_{2.arakad} . \dot{m}_{sıv,2.arakad} . [h_{doysıv,2.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doysıv,2.arakad} - s_0)] \quad (3.79)$$

$$\dot{E}x_{doysıv,2.genvalf} = \dot{m}_{2.genvalf} . [h_{doysıv,2.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doysıv,2.arakad} - s_0)] \quad (3.80)$$

$$\dot{E}x_{enjbuh,2.arakad} = \dot{m}_{enjbuh,2.arakad} . [h_{doybuh,2.arakad} - h_0 - T_0 . (s_{doybuh,2.arakad} - s_0)] \quad (3.81)$$

$$\dot{I}_{sep,2.arakad} = \dot{E}x_{sep,2.arakad,gir} - \dot{E}x_{enjbuh,2.arakad} - \dot{E}x_{enjsıv,2.arakad} - \dot{E}x_{doysıv,2.genvalf} \quad (3.82)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{sep,2.arakad,gir}$, separatöre giriş ekserjisini; $\dot{E}x_{doysıv,2.genvalf}$, separatörden sonraki genleşme valfine aktarılan doymuş sıvı fazındaki akışkan ekserjisini ifade etmektedir.

2.genleşme valfinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{2.genvalf} = \dot{m}_{2.genvalf} \cdot T_0 \cdot (s_{sep,1.arakad,gir} - s_{doysıv,2.arakad}) \quad (3.83)$$

Yukarıdaki denklemde $s_{sep,1.arakad,gir}$, akışkanın 1.ara enjeksiyon kademesindeki separatöre giriş entropisini ifade etmektedir.

1. ara enjeksiyon kademesindeki buhar separatöründe oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{E}x_{sep,1.arakad,gir} = \dot{m}_{2.genvalf} \cdot [h_{doysıv,2.arakad} - h_0 - T_0 \cdot (s_{sep,1.arakad,gir} - s_0)] \quad (3.84)$$

$$\dot{E}x_{enjsıv,1.arakad} = a_{1.arakad} \cdot \dot{m}_{sıv,1.arakad} \cdot [h_{doysıv,1.arakad} - h_0 - T_0 \cdot (s_{doysıv,1.arakad} - s_0)] \quad (3.85)$$

$$\dot{E}x_{doysıv,3.genvalf} = \dot{m}_{evap} \cdot [h_{doysıv,1.arakad} - h_0 - T_0 \cdot (s_{doysıv,1.arakad} - s_0)] \quad (3.86)$$

$$\dot{E}x_{enjbuh,1.arakad} = \dot{m}_{enjbuh,1.arakad} \cdot [h_{doybuh,1.arakad} - h_0 - T_0 \cdot (s_{doybuh,1.arakad} - s_0)] \quad (3.87)$$

$$\dot{I}_{sep,1.arakad} = \dot{E}x_{sep,gir} - \dot{E}x_{enjbuh,1.arakad} - \dot{E}x_{enjsıv,1.arakad} - \dot{E}x_{doysıv,3.genvalf} \quad (3.88)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{E}x_{sep,1.arakad,gir}$, separatöre giriş ekserjisini; $\dot{E}x_{doysıv,3.genvalf}$, separatörden sonraki genleşme valfine aktarılan doymuş sıvı fazındaki akışkan ekserjisini ifade etmektedir.

3.genleşme valfinde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{3.genvalf} = \dot{m}_{evap} \cdot T_0 \cdot (s_{evap,gir} - s_{doysıv,1.arakad}) \quad (3.89)$$

Çevrimin toplam tersinmezlik miktarı:

$$\dot{I}_{top} = \dot{I}_{evap} + \dot{I}_{komp,top} + \dot{I}_{kond} + \dot{I}_{1.genvalf} + \dot{I}_{sep,2.arakad} + \dot{I}_{2.genvalf} + \dot{I}_{sep,1.arakad} + \dot{I}_{3.genvalf} \quad (3.90)$$

Çevrimin ekserji verimi:

$$\psi = \left(1 - \frac{\dot{I}_{top}}{\dot{W}_{komp,top}}\right) \quad (3.91)$$

3.3.2. Isıtma modu için üç kademeli doyma çevriminin termodinamik analizi

Üç kademeli doyma çevriminin ısıtma modunda EES programı üzerindeki çözümlemesi soğutma modu için yapılan çözümleme işlemi ile genel olarak aynı

doğrultuda gerçekleşti. Soğutma modu için evaporatör ve kondenserde oluşan tersinmezlik miktarlarının hesaplanmasında kullanılan Eşitlik (3.60), (3.61) ve (3.76) daki denklemlerin yerine aşağıda gösterilen (3.92), (3.93) ve (3.94) deki denklemler kullanıldı.

Değişiklik gösteren sınır şartları şunlardır:

Çevre Sıcaklığı (T_0) = 264.85 K (Lee ve ark., 2013)

Isıtılan ortam sıcaklığı ($T_{ısıt}$) = 294.25 K (Lee ve ark., 2013)

Aşırı kızdırma miktarı hesaba katılarak evaporatörde oluşan tersinmezlik miktarı :

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot [h_{evap,gir} - h_{evap,aşırıkız} - T_0 \cdot (s_{evap,gir} - s_{evap,aşırıkız})] \quad (3.92)$$

Aşırı soğutma miktarı hesaba katılarak ısıtma kapasitesi ve kondenserde oluşan tersinmezlik miktarı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{top} \cdot (h_{kond,gir} - h_{kond,aşırısoğ}) \quad (3.93)$$

$$\dot{I}_{kond} = T_0 \cdot [\dot{m}_{top} \cdot (s_{kond,aşırısoğ} - s_{kond,gir}) + (\frac{\dot{Q}_{kond}}{T_{ısıt}})] \quad (3.94)$$

Yukarıda sunulan denklemler 2 ve 3 kademeli çevrimler için olup 4 kademeli çevrimler için de benzer şekilde türetilerek EES programına aktarıldı ve analizler gerçekleştirildi. Türetilen bu denklemler tekrardan kaçınmak için burada sunulmadı.

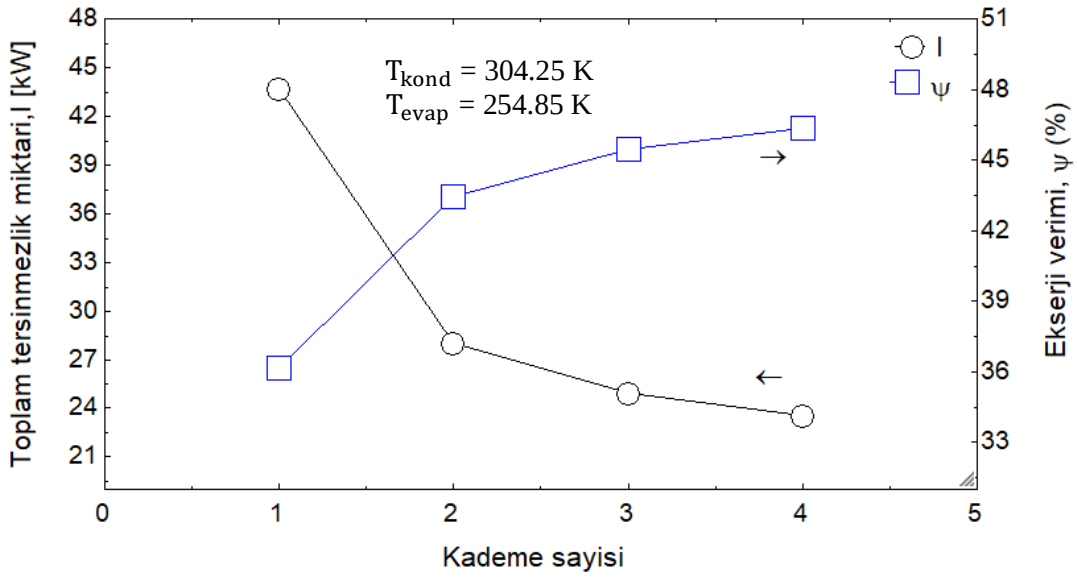
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Doyma çevrimlerinin ısıtma ve soğutma modları için teorik esaslar bölümünde detayları sunulan matematiksel modeli EES (Engineering Equation Model) üzerinde oluşturuldu. Bu çalışma boyunca aksi ifade edilmediği sürece soğutma modu için Kısım 3.2.1. ve ısıtma modu için Kısım 3.2.2.'de yapılan kabuller ile araştırma sonuçları elde edildi. Birim sistemi olarak SI birim sistemi (K,kPa,kJ vb.) kullanıldı. Daha önce de ifade edildiği gibi çalışma akışkanı olarak R410A seçildi. Kademe sayısı analizde temel parametrelerden biri olarak kabul edildi.

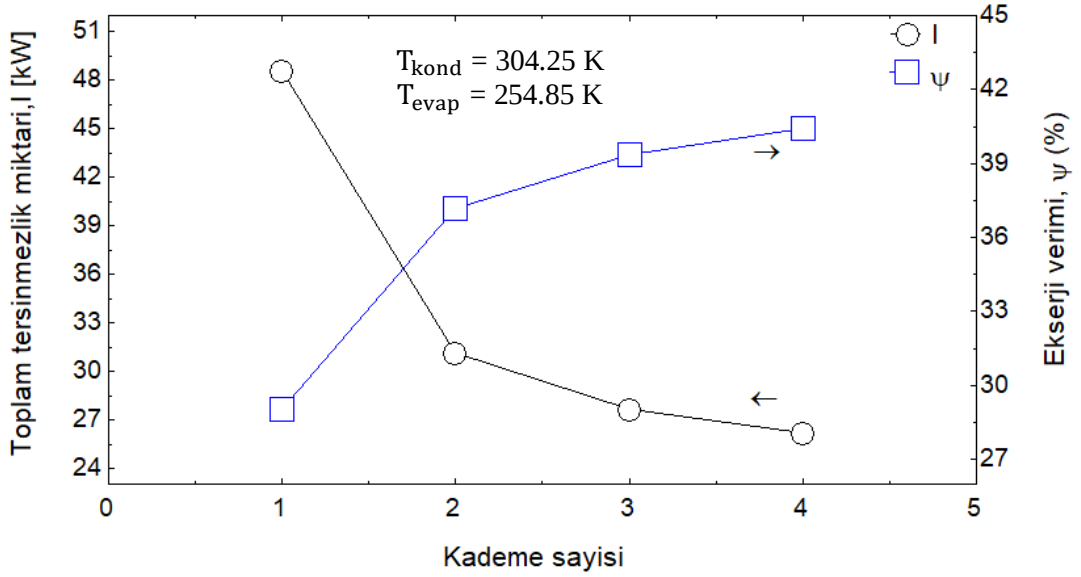
4.1. Kademe sayısına bağlı olarak sistemin ekserjetik ve enerjetik analizi

Bu kısımda, kademe sayısı ile sistemin tersinmezlik miktarı, ekserji verimi, soğutma ve ısıtma performans katsayıları, doyma çevrimine yaklaşma derecesi ve her bir çevrim elemanının tersinmezliklerinin değişimi araştırılmıştır.

Kademe sayısının artırılmasıyla toplam tersinmezlik miktarı ve ekserji verimindeki değişim Şekil 4.1. ve 4.2.'de sunuldu.



Şekil 4.1. Isıtma modu için toplam tersinmezlik miktarı ve ekserji veriminin kademe sayısı ile değişimi



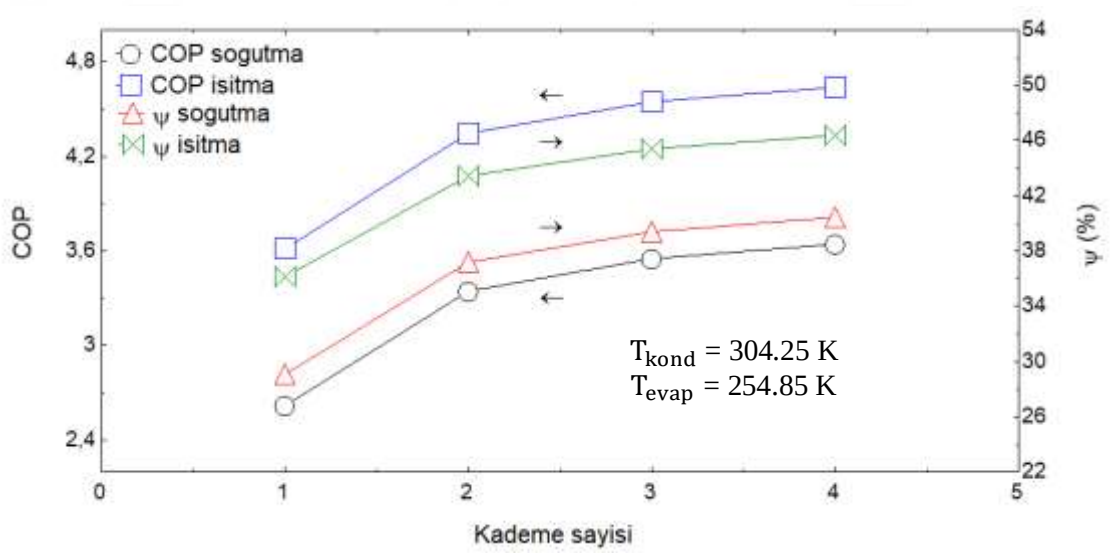
Şekil 4.2. Soğutma modu için toplam tersinmezlik miktarı ve ekserji veriminin kademe sayısı ile değişimi

Kısım 3.2.1. ve Kısım 3.2.2.'de kondenserden geçen soğutucu akışkanın kütle debisi 1 kg/s olduğu kabul edilmişti. Bu kabule ve kademe sayısına bağlı olarak Şekil 4.1. ve 4.2.'de ısıtma kapasitesi 247.5-203.8 kW aralığında ve soğutma kapasitesi 179-159.9 kW aralığında değişmektedir. Kademe sayısı artırıldıkça ısıtma ve soğutma kapasiteleri düşmektedir. Şekil 4.1. ve 4.2. incelendiğinde tersinmezlik miktarlarındaki azalmanın en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte gerçekleştiği kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranlarının düştüğü görülmektedir. Tersinmezlik miktarlarındaki azalma ile orantılı olarak ekserji verimlerinin yine en fazla oranda 1.kademeden 2.kademeye geçişte artış gösterdiği kademe sayısı artırıldıkça bu artış oranlarının düştüğü grafiklerde görülmektedir.

Soğutma/ısı pompası sistemlerinde basınç oranı, kompresör çıkış basıncının giriş basıncına oranı olarak tanımlanır. Lee ve ark. (2015a) basınç oranı büyük olan sistemlerdeki sıkıştırma ve genleşme proseslerinde oluşan termodinamik kayıpların daha fazla olması sebebiyle kademe sayısının artırılmasıyla bu proseslerin iyileşme potansiyelinin daha fazla olduğunu belirlediler. Bu mantıktan hareketle basınç oranı en büyük olan sistem 1 kademeli sistem olduğu için ekserji verimlerindeki en fazla oranda artış 1 kademeli sistemden 2 kademeli sisteme geçişte gerçekleşip kademe sayısı artırıldıkça kademeler arası basınç oranları düştüğü için ekserji verimlerindeki artış oranları da düşmektedir. Toplam tersinmezlik miktarlarındaki azalma oranlarına bakıldığında ısıtma ve soğutma modları için 4.kademe sonundaki toplam tersinmezlik

miktarındaki azalmanın % 78 lik kısmı 2.kademeye geçişte, % 15.4 lük kısmı 3.kademeye geçişte, % 6.6 lık kısmı 4.kademeye geçişte gerçekleştiği saptandı.

Isıtma ve soğutma modları için kademe sayısına bağlı olarak performans katsayısı (COP) ve ekserji verimindeki değişim Şekil 4.3.'de sunuldu. Buna göre ısıtma veya soğutma modlarında çalışan çevrimlerin kademe sayısı artarken hem COP değerinin hem de ekserji veriminin yükseldiği belirlendi. Lee ve ark. (2013) COP değerleri için benzer sonuçları elde ettiler. Söz konusu çalışmada elde ettikleri sonuçlara göre COP değerleri yine en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte artış göstermiş kademe sayısı artırıldıkça bu artış oranları düşmüştür. Bu çalışmada ekserji verimleri ile ilgili elde edilen bu sonuçlar Lee ve ark. (2013) ın COP değerleri ile ilgili elde ettikleri sonuçları destekler niteliktedir.

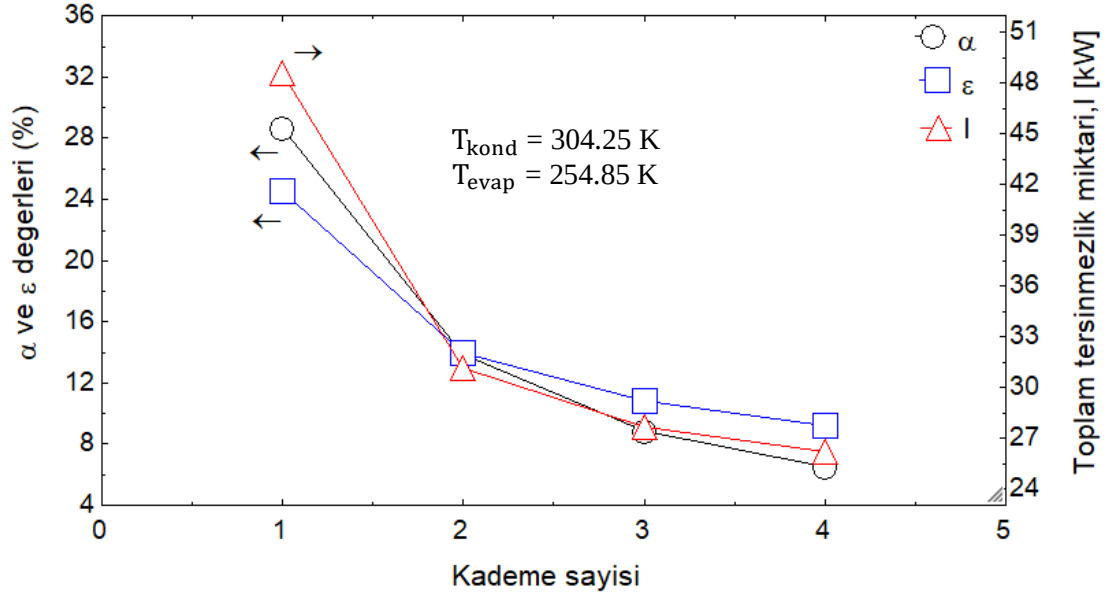


Şekil 4.3. Soğutma ve ısıtma modları için COP ve ekserji veriminin kademe sayısı ile değişimi

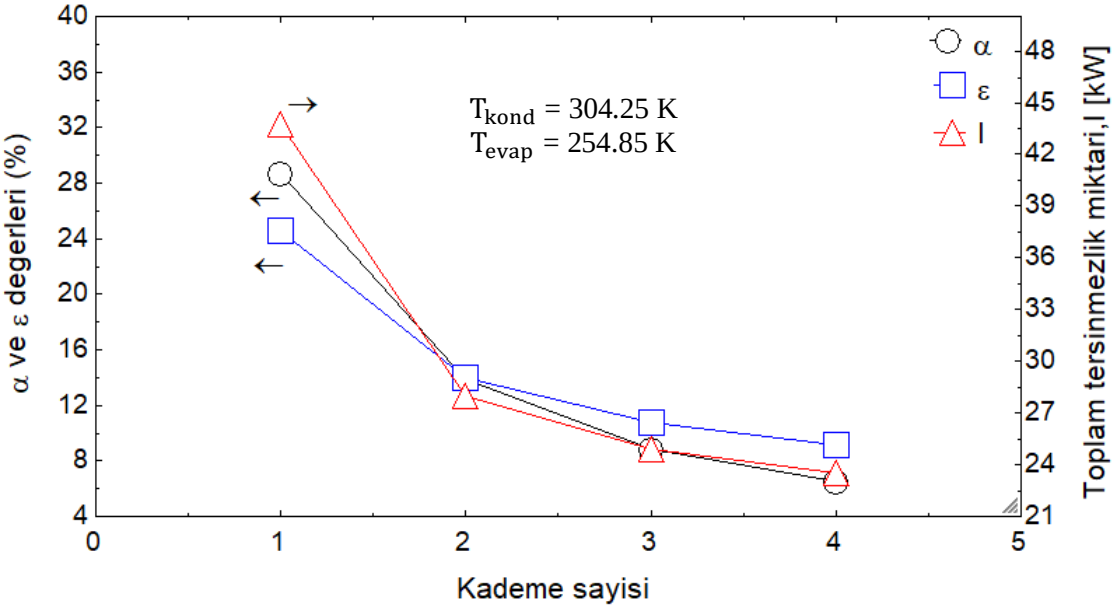
Her iki mod için kademe sayısı artırıldıkça COP'un artmasını sağlayan temel etmen kompresör gücünün azalmasıdır. Kademe sayısı artırıldıkça sıkıştırma eğrisinin doymuş buhar eğrisine yaklaşarak akışkanın kompresör çıkış (kondensere giriş) entalpi değerinin düşmesi sonucu kondenserdeki entalpi farkı ve ısıtma kapasitesi azalır. Ancak kademe sayısının artırılmasıyla kademeler arası basınç oranlarının düşmesi ve sıkıştırma eğrisinin doymuş buhar eğrisine yaklaşmasıyla entalpi değerlerinin küçülmesi sonucu sıkıştırma için gereken güç de azalmaktadır. Kompresör gücünün kondenser ısıtma gücüne göre daha çok azalması sonucu ısıtma modu için COP değeri artmaktadır. Kademe sayısı artırıldıkça kısılma vanalarındaki genleşme işlemleri sonundaki akışkan entalpisi doymuş sıvı eğrisine yaklaşmaktadır. Buna bağlı olarak evaporatöre girişte soğutucu akışkan nispeten daha çok sıvı hale yakın duruma gelmekte ve evaporatördeki

entalpi farkı artmaktadır. Ancak soğutma kapasitesi düşmektedir. Bunun sebebi iki veya daha çok kademeli sistemlerde akışkanın bir kısmının evaporatöre gönderilmeden önce buhar separatörlerinden kompresöre enjekte edilip evaporatörden geçen debi miktarının kademe sayısının artırılmasıyla azalması oldu. Burada evaporatörden geçen debi miktarının azalması daha baskın geldi ve evaporatördeki entalpi farkının artması debi azalmasını telafi edemedi. Bunun sonucunda soğutma kapasitesi düştü. COP soğutmanın artması yukarıda bahsedildiği gibi yine kompresör gücünün soğutma kapasitesine oranla daha çok azalması sayesinde gerçekleşmektedir. Şekil 4.3.'deki grafikten COP değerleri ile ekserji verimi değerlerinin aynı eğilimde artış gösterdiği görülmektedir. Kompresör gücü tersinmezlik miktarlarında olduğu gibi en fazla 1.kademeden 2.kademeye geçişte azaldı ve kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranı düştü. Bu yüzden COP değerleri ile ekserji verimi değerleri aynı eğilimde artış gösterdi. Elde edilen sonuçlara göre kademe sayısı artırıldıkça ısıtma kapasitesindeki azalış oranı soğutma kapasitesindeki azalış oranına göre daha fazladır. Bu yüzden COP soğutma değerleri COP ısıtma değerlerine göre daha fazla oranda artış gösterdi. Kademe sayısı artırıldıkça hem kondenserin ısıtma kapasitesi hem de evaporatörün soğutma kapasitesi düşmektedir. Ancak kademe sayısı artırıldıkça yukarıda bahsedildiği gibi kondenserdeki entalpi aralığı daralmasına rağmen evaporatördeki entalpi aralığı genişlemektedir. Bu yüzden ısıtma kapasitesindeki azalma oranının soğutma kapasitesindeki azalma oranına göre bir miktar daha fazla olduğu belirlendi. Kademe sayısı 2,3 ve 4 olduğunda bir önceki kademeye göre COP'daki artış yüzdeleri soğutma modu için sırasıyla % 28, % 6 ve % 2.7 olarak hesaplanırken ısıtma modu için % 20.22, % 4.6 ve % 2 olarak hesaplandı. Kademe sayısı artırıldıkça aynı şekilde soğutma modu ekserji verimindeki artış oranlarının ısıtma modu ekserji verimindeki artış oranlarına göre yine bir miktar daha fazla olduğu hesaplandı. Kademe sayısı 2,3 ve 4 olduğunda bir önceki kademeye göre ekserji verimindeki artış yüzdeleri soğutma modu için sırasıyla % 28, % 6 ve % 2.6 olarak hesaplanırken ısıtma modu için % 20.20, % 4.6 ve % 2 olarak hesaplandı. Görüldüğü gibi COP ve ekserji verimindeki artış yüzdeleri neredeyse aynıdır.

Kademe sayısının artırılmasıyla toplam tersinmezlik miktarında gerçekleşen değişim ile teorik esaslar bölümünde Kısım 3.1.de Eşitlik (3.1) ve (3.2) de formülleri verilen doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerine yaklaşma parametreleri olan ε ve α parametrelerinin değişimi Şekil 4.4. ve 4.5.'de verildi.



Şekil 4.4. Soğutma modu için toplam tersinmezlik miktarı, α ve ε değerlerinin kademe sayısı ile değişimi

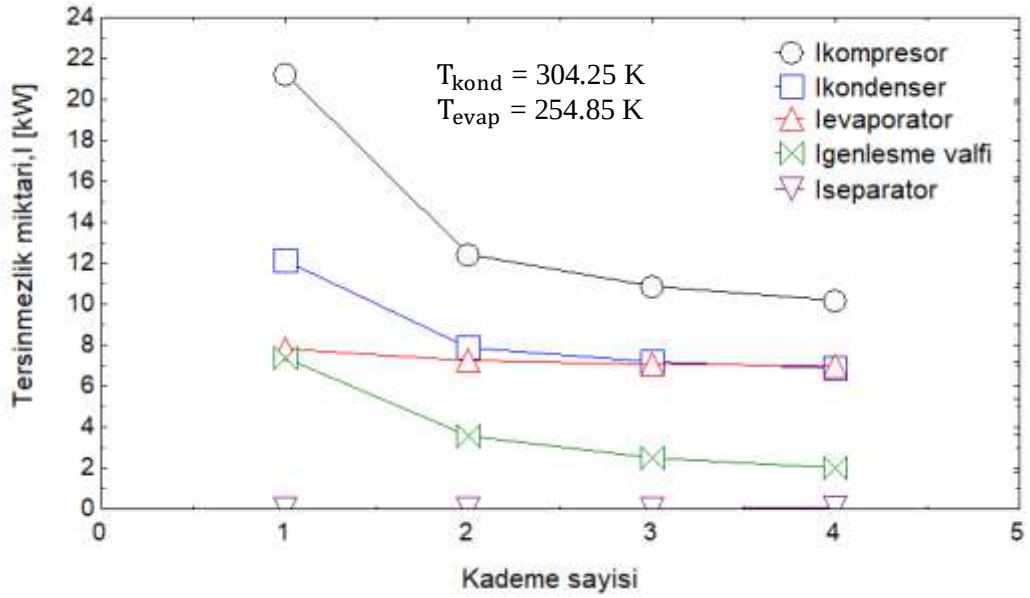


Şekil 4.5. Isıtma modu için toplam tersinmezlik miktarı, α ve ε değerlerinin kademe sayısı ile değişimi

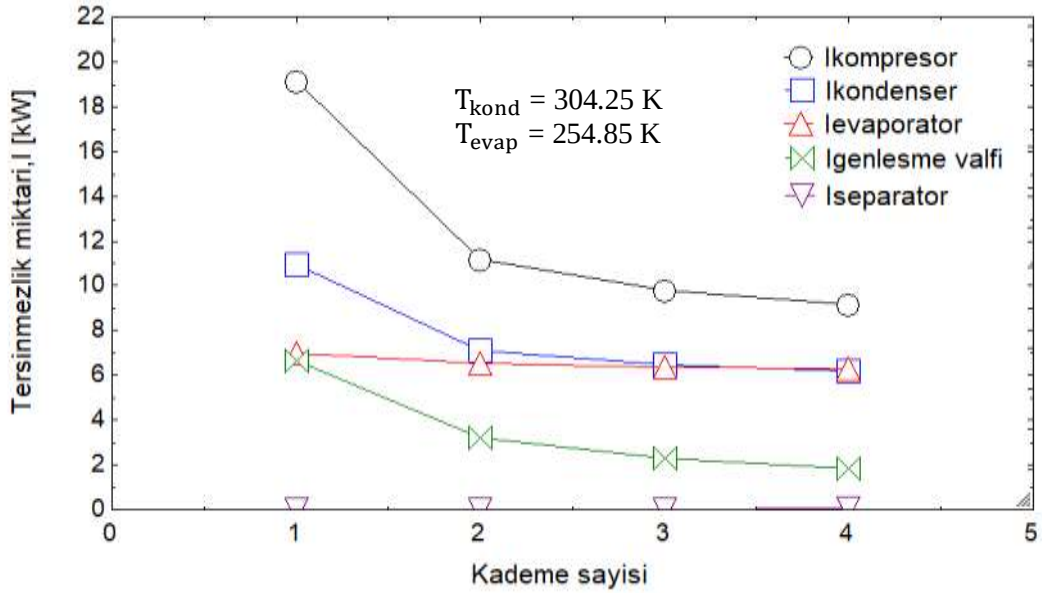
Daha önce de bahsedildiği gibi kademe sayısının artırılıp sıkıştırma prosesinin doymuş buhar eğrisine yaklaşmasıyla sıkıştırma prosesindeki tersinmezlikler ve genleşme prosesinin doymuş sıvı eğrisine yaklaşmasıyla genleşme prosesindeki tersinmezlikler azalmaktadır. Şekil 4.4. ve 4.5.'de görüldüğü üzere kademe sayısının artırılıp sıkıştırma ve genleşme proseslerinin doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerine

yaklaşmasıyla ε ve α değerleri yüzde oranı olarak azalmakta ve 0'a yaklaşmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken husus ε ve α değerlerindeki azalma işleminin toplam tersinmezlik miktarındaki azalma işlemi ile orantılı bir şekilde gerçekleşmesidir. Grafiklerde görüldüğü üzere ε ve α değerleri sistemin toplam tersinmezlik miktarında olduğu gibi en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte azalmakta kademe sayısının artırılmasıyla bu azalma oranı düşmektedir. Sistemin genel iyileşme potansiyeli ile paralel olarak sıkıştırma prosesi doymuş buhar eğrisine en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte yaklaşmakta kademe sayısı artırıldıkça bu yaklaşma oranı azalmaktadır. Genleşme prosesi doymuş sıvı eğrisine yine en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte yaklaşmakta kademe sayısı artırıldıkça yaklaşma oranı azalmaktadır.

Sistemin genelinde gerçekleşen tersinmezlik azalması olayının her bir çevrim elemanında nasıl bir eğilimde gerçekleştiğini görmek ve hangi proseslerin ne kadar iyileştirildiğini incelemek adına yapılan araştırmaların sonuçları Şekil 4.6. ve 4.7.'de sunuldu.



Şekil 4.6. Soğutma modu için çevrim elemanlarının tersinmezlik miktarlarının kademe sayısına bağlı değişimi



Şekil 4.7. Isıtma modu için çevrim elemanlarının tersinmezlik miktarlarının kademe sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.6. ve 4.7.'deki grafiklerde doyma çevrimi elemanlarının ısıtma ve soğutma modları için tersinmezlik miktarlarının kademe sayısına bağlı değişim grafikleri görülmektedir. Çevrim elemanlarının tersinmezlik miktarlarındaki azalma işlemi sistemin toplam tersinmezlik miktarındaki azalma işlemine paralel olarak en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte gerçekleşmekte kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranı düşmektedir. Grafiklerden en çok tersinmezlik miktarına sahip çevrim elemanının kompresör olduğu görülmektedir. Bununla beraber kademe sayısının artırılmasıyla tersinmezliği en fazla azalan elemanın yine kompresör olduğu görülmektedir. Bu sonuçla, çok kademeli doyma çevriminin uygulanması sonucu sistemin veriminin artmasını sağlayan ana etmenin sıkıştırma prosesinin iyileşmesi olduğu belirlendi. Kademe sayısı artırıldıkça kademeler arası basınç oranları azaldığından dolayı sıkıştırma kademelerindeki basınç aralıkları daralmaktadır. Basınç aralıklarının daralması ile sıkıştırma kademelerindeki izentropik verimlerin artması sonucu sıkıştırma kademelerindeki entropi artış miktarları küçüldü ve sıkıştırma prosesinin doymuş buhar eğrisine yaklaşmasıyla entropi değerleri küçüldü. Ayrıca kademe sayısının artırılmasıyla evaporatöre aktarılan akışkan kütle debisi miktarındaki azalma ile birlikte 1.sıkıştırma kademelerindeki akışkan kütle debisi miktarları azaldı. Bütün bu etkilerin sonucu olarak kademe sayısının artırılmasıyla kompresördeki tersinmezlik miktarı azaldı. Tersinmezlik miktarı en fazla azalan ikinci eleman genleşme valfidir. Kademe sayısının artırılması ile

beraber genleşme valfi sayısı artmakta iken kademeler arası basınç oranlarının düşmesiyle genleşme valflerindeki kısılma aralıkları daralmaktadır. Kısılma aralıklarının daralması ve her bir separatörden bir sonraki genleşme valfine soğutucu akışkanın doymuş sıvı olarak girip entropi değerlerinin küçülmesi sonucu kısılma işlemlerindeki toplam entropi artış miktarı azalmaktadır. Kademe sayısının artırılmasıyla buhar separatörlerinden kompresöre enjekte edilen akışkan kütle debisi miktarı arttığı için evaporatörden bir önceki genleşme kademelerindeki akışkan kütle debisi miktarları azaldı. Bu etkilerin sonucu olarak genleşme valflerinde oluşan toplam tersinmezlik miktarı azaldı. Tersinmezlik miktarı en fazla azalan 3.eleman kondenser oldu. Kademe sayısının artırılmasıyla sıkıştırma eğrisi doymuş buhar eğrisine yaklaştığından dolayı kompresörden ayrılıp kondensere giren akışkanın entalpi ve entropi değerleri küçüldü. Isıtma modu için kondenserdeki ısı alışverişi ısıtılan ortam ile yapıldığından dolayı kondenserde oluşan tersinmezliğin hesaplanmasında kondenserden ısıtılan ortama doğru gerçekleşen ısı transferi kaynaklı kayıp ekserji miktarı kullanıldı. Buradaki ısı alışverişi sistemden ortama doğru gerçekleştiği için sistemden bir ekserji kaybı söz konusudur. Kademe sayısının artırılıp kondenserdeki entalpi farkının azalmasıyla ısıtma kapasitesi düştüğünden dolayı ısı transferi kaynaklı kayıp ekserji miktarı azaldı. Bu durum kondenserde oluşan tersinmezliğin azalması yönünde etki yarattı. Sıkıştırma eğrisinin doymuş buhar eğrisine yaklaşmasıyla kondensere giren akışkanın entalpi değeri ile birlikte entropi değeri de küçüldü. Böylelikle kondenserdeki entropi düşüş miktarı azaldı. Entropi düşüş miktarının azalması ise tersinmezliğin artması yönünde etki yarattı. Bu etkilerin sonucu olarak kondenserde oluşan tersinmezlik miktarı kademe sayısının artırılmasıyla azaldı. Soğutma modu için kondenserdeki ısı alışverişi çevre ile yapıldığından dolayı ısı transferi kaynaklı kayıp ekserji miktarı 0 dır. Bu yüzden tersinmezlik hesaplanmasında kondenserin ısıtma kapasitesi kullanılmadı. Burada da aynı şekilde entalpi farkının azalması tersinmezliğin azalması yönünde etki yaratırken entropi düşüş miktarının azalması tersinmezliğin artması yönünde etki yarattı. Tersinmezlik miktarı en fazla azalan 4.eleman evaporatör oldu. Evaporatörde çok az bir miktarda tersinmezlik azalışı gerçekleşti. Kademe sayısının artırılıp genleşme prosesinin doymuş sıvı eğrisine yaklaşması sonucu evaporatöre giriş entalpi değeri ile birlikte evaporatöre giriş entropi değeri de küçüldü. Soğutma modu için evaporatördeki ısı alışverişi soğutulan ortam ile yapıldığından dolayı evaporatörde oluşan tersinmezliğin hesaplanmasında soğutulan ortamdan evaporatöre aktarılan ısı transferi kaynaklı ekserji miktarı kullanıldı. Buradaki ısı transferi ortamdan sisteme doğru gerçekleştiği için sistemde bir ekserji

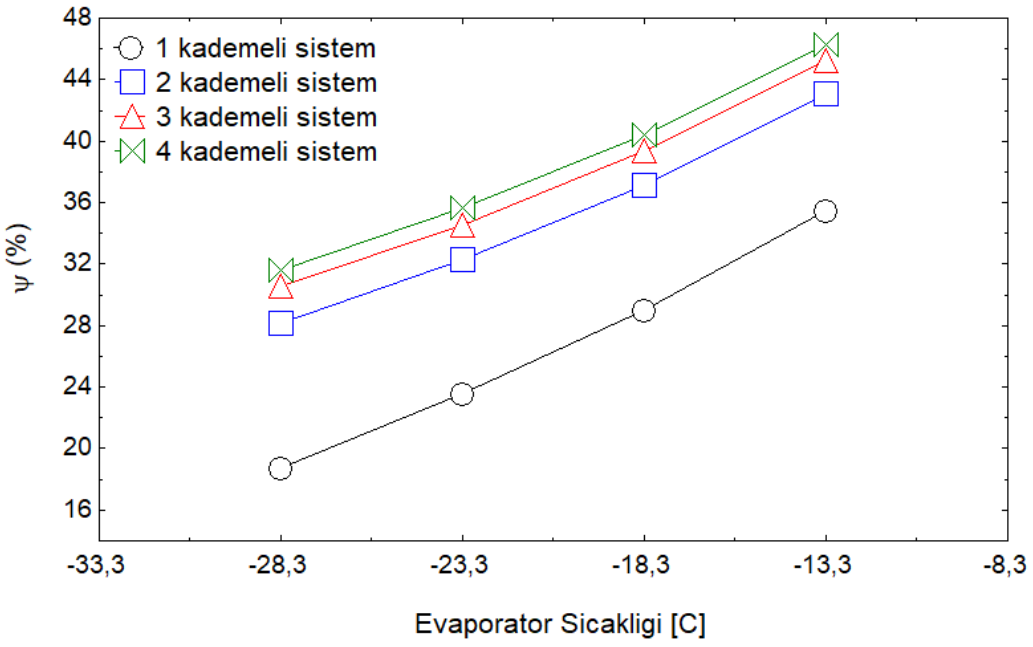
kazancı sağlanmaktadır. Genel olarak soğutma kapasitesinin artması sisteme giren ekserji miktarını artırdığından dolayı tersinmezliğin azalması yönünde katkı sağlamaktadır. Bu çalışmada da kademe sayısının artırılmasıyla soğutma kapasitesinin artması ve artan soğutma kapasitesinin tersinmezliğin azalması yönünde katkı sağlaması beklenirken bu bölümün önceki kısımlarında bahsedildiği gibi yapılan analizler sonucu debi azalmasının daha baskın gelip soğutma kapasitesinin azaldığı bulundu. Soğutma kapasitesinin azalması ise tersinmezliğin artması yönünde etki yarattı. Evaporatöre giriş entropi değerinin küçülüp entropi farkının artması entropi artış miktarının büyümesini sağladı. Entropi artış miktarının büyümesi de tersinmezliğin artması yönünde etki yarattı. Evaporatörde tersinmezliğin azalmasını sağlayan tek etmen kademe sayısının artırılmasıyla evaporatöre aktarılan debi miktarının azalması oldu. Isıtma modu için evaporatördeki ısı alışverişi çevre ile yapıldığından dolayı tersinmezlik hesaplanmasında ısı transferi kaynaklı ekserji miktarı kullanılmadı. Burada da entropi artış miktarının büyümesi tersinmezliğin artması yönünde etki yaratırken entalpi farkının artması tersinmezliğin azalması yönünde etki yarattı. Evaporatöre aktarılan debi miktarının azalması yine aynı şekilde tersinmezliğin azalması yönünde etki yarattı. Separatörlerde sadece akışkan girişi ve akışkanın doymuş buhar ve doymuş sıvı fazlarına ayrılma işlemi gerçekleştiği için hemen hemen hiç tersinmezlik oluşmadı. Grafiklerden de görüldüğü gibi 2.3. ve 4.kademedeki separatörlerde oluşan toplam tersinmezlik miktarları 0'a çok yakındır.

Önceki kısımlarda bahsedildiği gibi sıkıştırma prosesi doymuş buhar eğrisine en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte yaklaşmakta kademe sayısı artırıldıkça bu yaklaşma oranı düşmektedir. Bundan dolayı kondenserdeki entalpi farkındaki azalma en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte gerçekleşti ve kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranı düştü. Bunun sonucu olarak kondenserin ısıtma kapasitesiyle beraber tersinmezlik miktarı en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte azaldı ve kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranı düştü. Genleşme prosesinin doymuş sıvı eğrisine en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte yaklaşıp kademe sayısının artırılmasıyla yaklaşma oranının düşmesi sonucu evaporatördeki entalpi farkı en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte artış gösterip kademe sayısı artırıldıkça artış oranı düştü. Evaporatöre aktarılan akışkan debisi miktarı en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte azalış gösterip kademe sayısı artırıldıkça bu azalma oranı düştü. Soğutma modu için evaporatördeki tersinmezlik azalışı yukarıda bahsedilen debi miktarı azalışı ile orantılı olarak en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte gerçekleşti ve kademe sayısı artırıldıkça azalma oranı düştü. Isıtma modu için

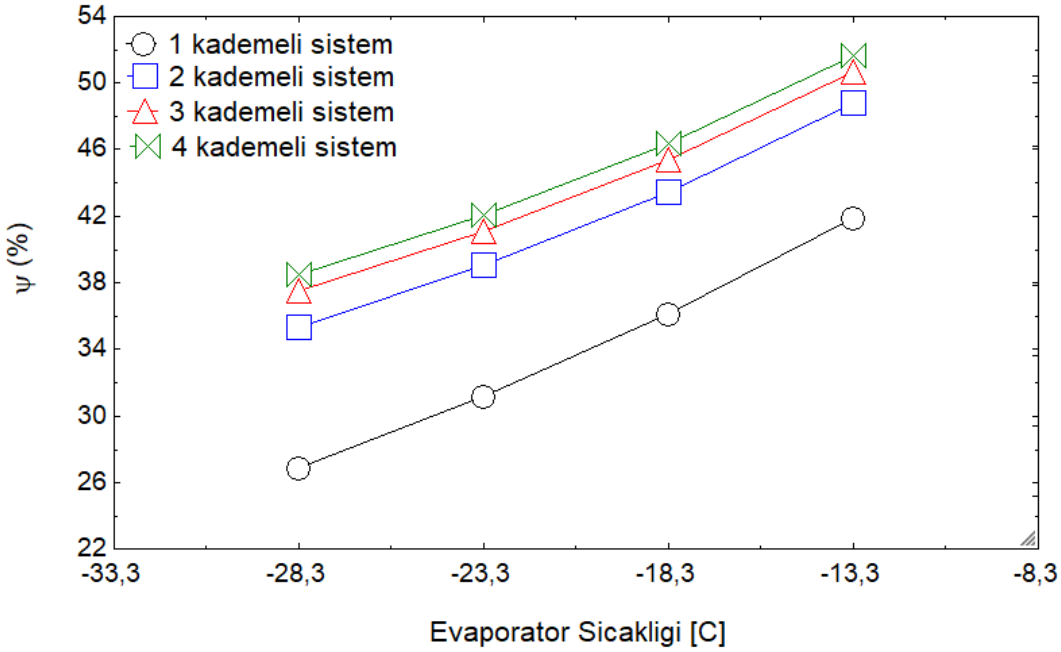
evaporatördeki tersinmezlik azalışı yukarıda bahsedilen entalpi farkındaki artışla orantılı olarak en çok 1.kademeden 2.kademeye geçişte gerçekleşti ve kademe sayısı artırıldıkça azalma oranı düştü. Çok kademeli doyma çevrimlerinin amacı giriş bölümünde de bahsedildiği gibi çevrimde en çok termodinamik kaybın gerçekleştiği sıkıştırma ve genleşme proseslerindeki tersinmezlikleri gidermektir. Elde edilen sonuçlara göre de en fazla miktarda tersinmezlik azalışı kompresör ve genleşme valfinde gerçekleşti.

4.2. Evaporatör ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi

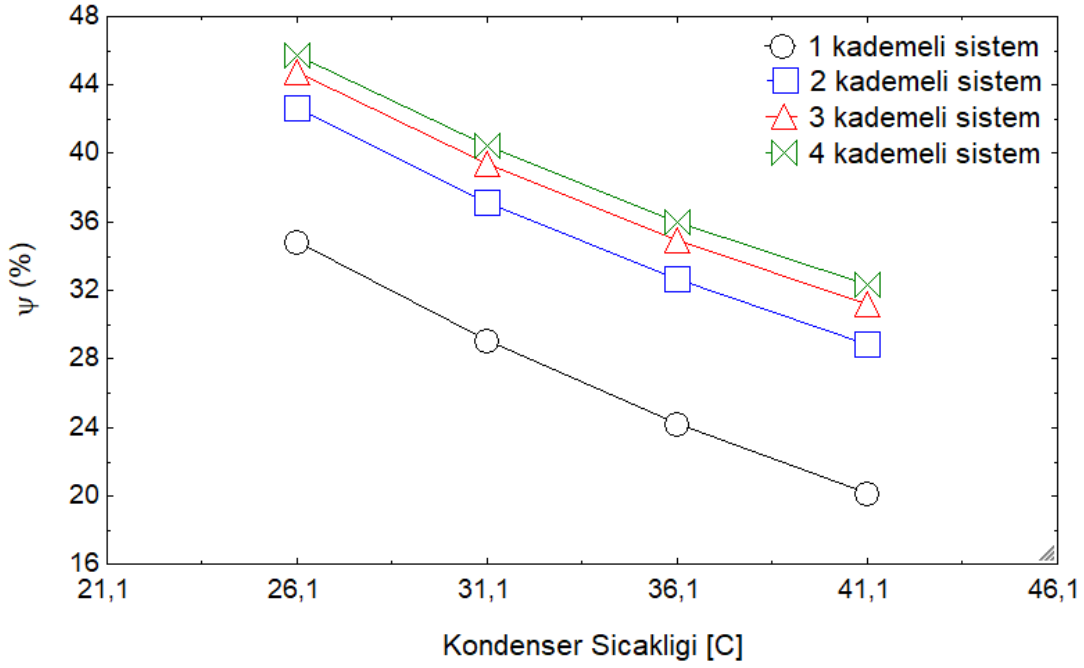
Ekserji veriminin evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak nasıl değişim gösterdiği araştırıldı. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.8-4.11.'de sunuldu. Sıcaklık aralıkları 5 °C olarak seçildi. Bu şekillerde kademe sayısı, soğutma ve ısıtma modu için elde edilen sonuçlar da verildi.



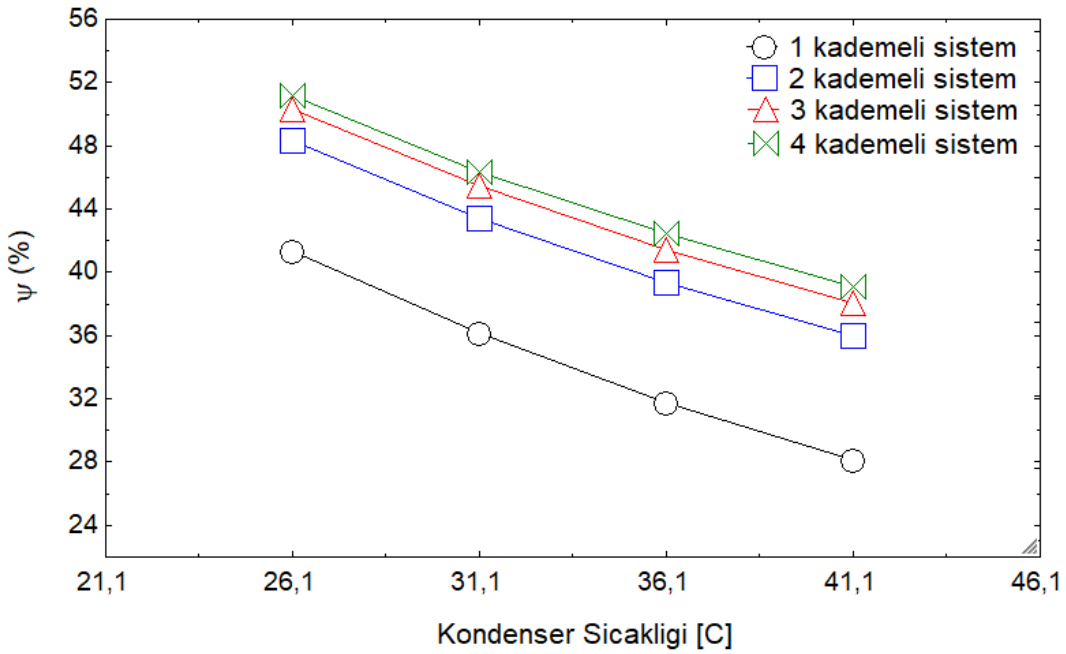
Şekil 4.8. Soğutma modu ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi



Şekil 4.9. Isıtma modu ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi



Şekil 4.10. Soğutma modu ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi



Şekil 4.11. Isıtma modu ekserji veriminin kondenser sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.8. ve 4.9. incelendiğinde ısıtma ve soğutma modları için ekserji verimlerinin evaporatör sıcaklığının artmasıyla arttığı görülmektedir. Burada ekserji veriminin artmasını sağlayan temel etken basınç oranlarının düşmesi oldu. Evaporatör sıcaklığı arttıkça evaporatör basıncı da arttı ve kondenser basıncı ile evaporatör basıncı arasındaki oran düştü. Bu oranın düşmesiyle ara enjeksiyon kademesi basınçları arasındaki oranlar da düştü. Bu basınç oranlarının düşmesiyle de sıkıştırma ve genleşme aralıkları daraldı ve entropi artış miktarları azaldı. Entropi artış miktarlarının azalmasıyla sistemin tersinmezlik miktarı azaldı ve ekserji verimi arttı.

Evaporatör sıcaklığı düştükçe yani basınç oranı arttıkça çok kademeli doyma çevrimi uygulamasının ekserji verimini daha çok iyileştirdiği belirlendi. Örneğin -28.3 °C evaporatör sıcaklığı için 4 kademeli doyma çevriminde soğutma modu ekserji verimi tek kademeli klasik çevrime göre % 69 oranında iyileşirken, -13.3°C evaporatör sıcaklığı için 4 kademeli doyma çevriminde soğutma modu ekserji verimi tek kademeli çevrime göre % 30 oranında iyileşmektedir.

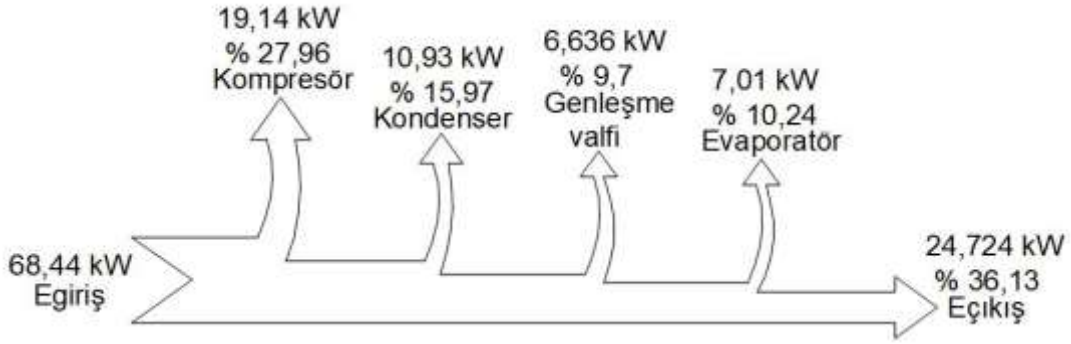
Şekil 4.10. ve 4.11. incelendiğinde ısıtma ve soğutma modları için kondenser sıcaklığının evaporatör sıcaklığının tam tersi yönünde bir etki yaptığı görülmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça ekserji verimlerinin azaldığı görülmektedir. Bu sonuca ulaşılmasında artan basınç oranları etkili oldu. Kondenser sıcaklığı arttıkça kondenser

basıncı ile beraber kondenser basıncı ile evaporatör basıncı arasındaki oran arttı. Bu oranın artmasıyla ara enjeksiyon kademesi basınçları arasındaki oranlar da arttı. Bu basınç oranlarının artmasıyla sıkıştırma ve genleşme aralıkları genişledi ve entropi artış miktarları yükseldi. Entropi artış miktarlarının yükselmesiyle sistemin tersinmezlik miktarı arttı ve ekserji verimi azaldı. Kondenser sıcaklığı yani basınç oranı arttıkça çok kademeli doyma çevrimi uygulamasının ekserji verimini daha çok iyileştirdiği belirlendi. Örneğin 41.1°C kondenser sıcaklığı için 4 kademeli doyma çevriminde ısıtma modu ekserji verimi tek kademeli klasik çevrime göre % 39 oranında iyileşirken, 26.1°C kondenser sıcaklığı için 4 kademeli doyma çevriminde ekserji verimi tek kademeli çevrime göre % 24 oranında iyileşmektedir.

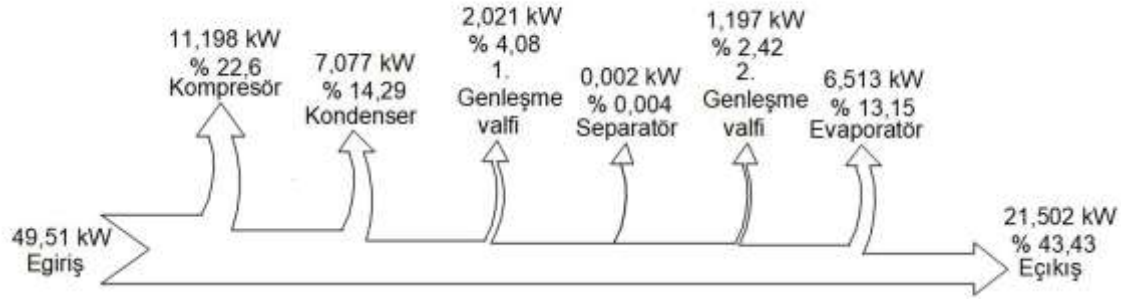
4.3. Ekserji Akış (Grassmann) Diyagramları

Ekserjetik analiz sonuçları tablo veya grafik ile verilebilir. Ancak bazen görsel olarak daha kolay anlaşılması için ekserji akış diyagramları da kullanılabilir. Isıtma ve soğutma modlarındaki tek kademeli klasik çevrimin ve iki ve dört kademeli doyma çevrimlerinin her bir elemanlarındaki tersinmezlik miktarlarını ve ekserji verimlerini gösteren sistemin ekserji akış (Grassmann) diyagramları Şekil 4.12-4.17.'de sunuldu.

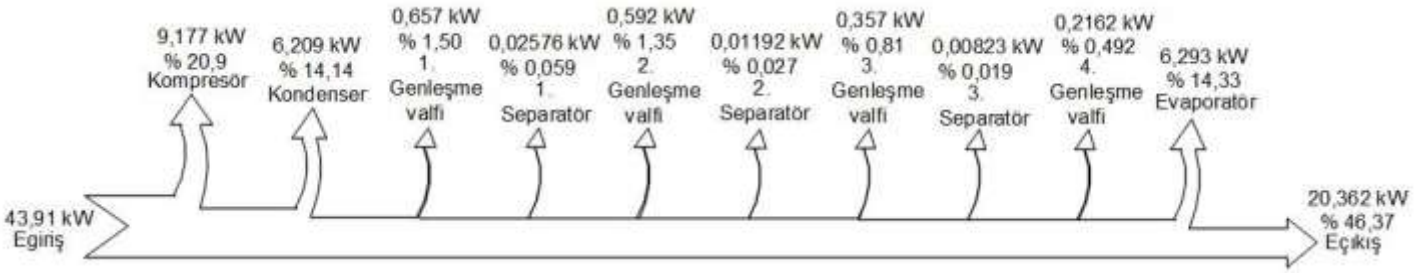
Tek kademeli çevrimde kompresör 68.44 kW güç tüketirken, iki kademeli doyma çevriminde 49.51 kW, dört kademeli doyma çevriminde ise 43.91 kW güç tüketmektedir. Grassmann diyagramlarından en fazla tersinmezliğin kompresörde, en az tersinmezliğin ise separatörde olduğu görülmektedir. Tek kademeli klasik ısı pompası çevriminde sistemin ekserji verimi % 36.13, iki kademeli doyma çevriminde % 43.43, dört kademeli doyma çevriminde ise % 46.37 olarak bulunmuştur. Tek kademeli klasik soğutma çevriminde ise sistemin ekserji verimi % 29.04, iki kademeli doyma çevriminde % 37.15, dört kademeli doyma çevriminde ise % 40.42 olarak hesaplanmıştır. Diyagramlardan çevrim elemanlarındaki tersinmezlik miktarlarının kademe sayısı artarken ne miktarda azaldığı ve ekserji veriminin de ne miktarda yükseldiği kolaylıkla görülebilmektedir.



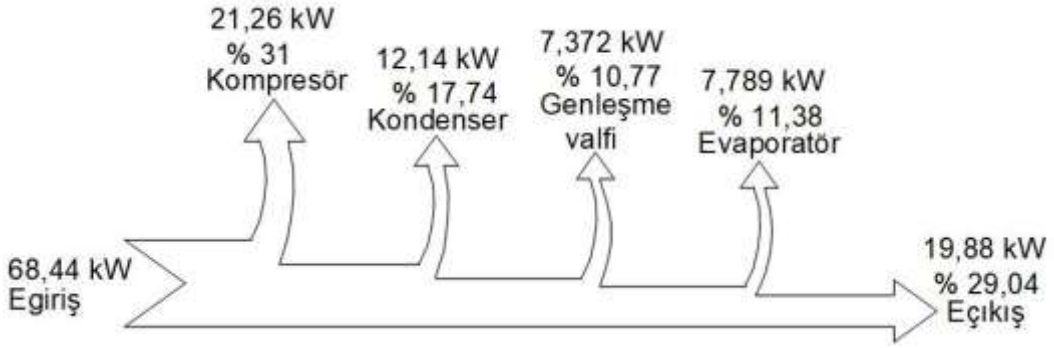
Şekil 4.12. Tek (1) kademeli ısıtma çevriminin Grassmann diyagramı



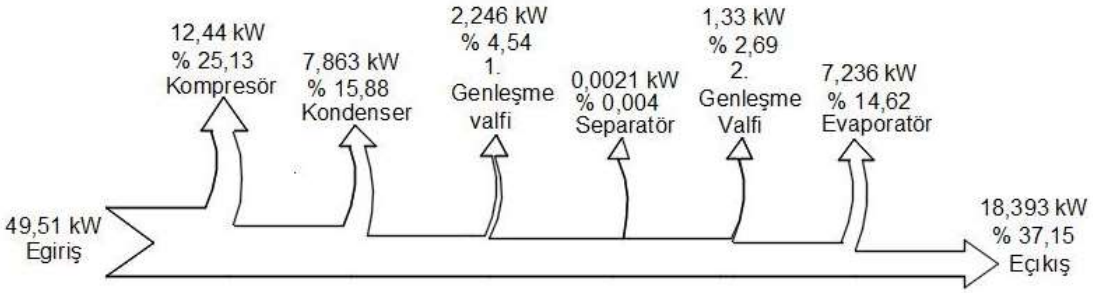
Şekil 4.13. Isıtma modundaki 2 kademeli doyma çevriminin Grassmann diyagramı



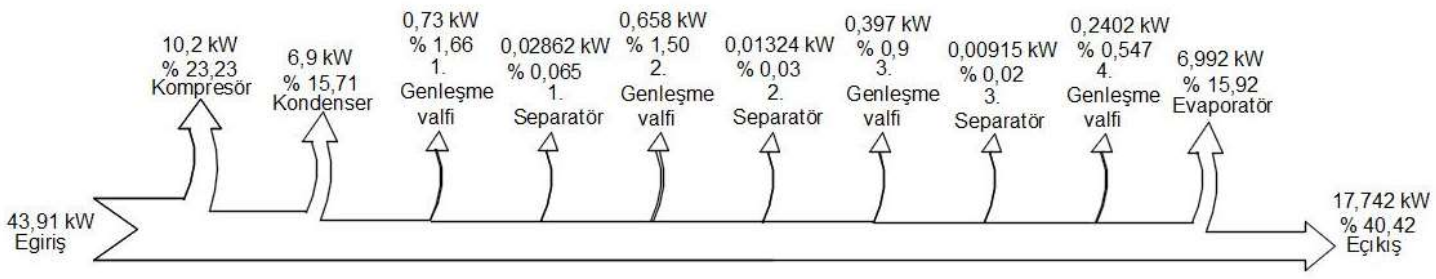
Şekil 4.14. Isıtma modundaki 4 kademeli doyma çevriminin Grassmann diyagramı



Şekil 4.15. Tek (1) kademeli soğutma çevriminin Grassmann diyagramı



Şekil 4.16. Soğutma modundaki 2 kademeli doyma çevriminin Grassmann diyagramı



Şekil 4.17. Soğutma modundaki 4 kademeli doyma çevriminin Grassmann diyagramı

4.4. Doyma çevrimlerinde soğutucu akışkan seçiminin ekserji verimi üzerine etkisi

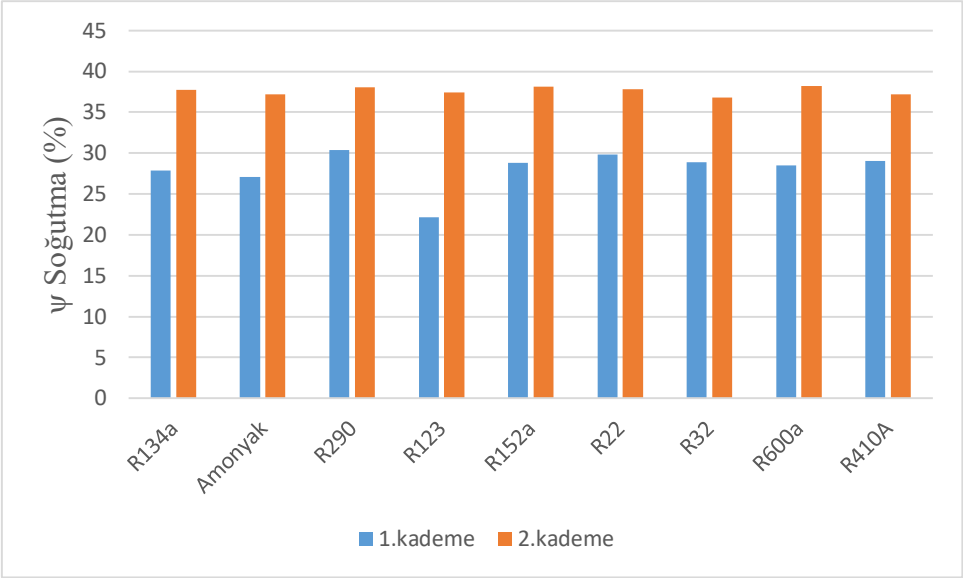
Bu çalışmada üzerinde analizi yapılan R410A akışkanı dışında diğer çeşitli küresel ısınma potansiyelleri düşük akışkanlar için EES programında aynı sınır şartları altında analizler yapıldı ve sonuçlar her bir soğutucu akışkan için elde edildi. Yine aynı şekilde 1,2,3 ve 4 kademeli çevrimlerin analizi yapıldı ve ekserji verimleri elde edildi. Her bir akışkan için kademe sayısı artışı ile gerçekleşen ekserji verim artışlarını kıyaslamak amacıyla Şekil 4.18-4.21.'de görülen sütun grafikleri oluşturuldu. Analizi yapılan akışkanların küresel ısınma potansiyelleri aşağıdaki Çizelge 4.1.'de verildi. Çizelgede gösterilen küresel ısınma potansiyelleri, bu akışkanların 100 yıllık bir zaman dilimi içerisinde CO_2'ye oranla etkilerini gösteren değerleri yansıtmaktadır. Çizelge 4.2.'de ise akışkanların teorik esaslar bölümünde belirtilen evaporatör ve kondenser sıcaklıkları altındaki basınç oranları verildi.

Çizelge 4.1. Akışkanların küresel ısınma potansiyelleri (Lee ve ark., 2013)

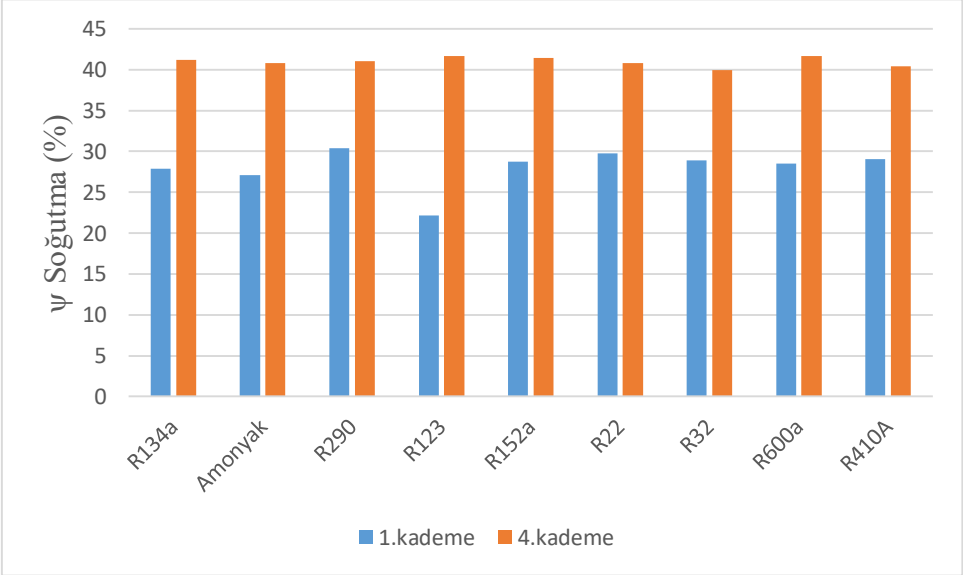
Akışkan	Küresel ısınma potansiyeli
R134a	1430
NH_3	0
R290	3
R123	77
R152a	124
R22	1810
R32	675
R600a	3
R410A	2088

Çizelge 4.2. Akışkanların basınç oranları

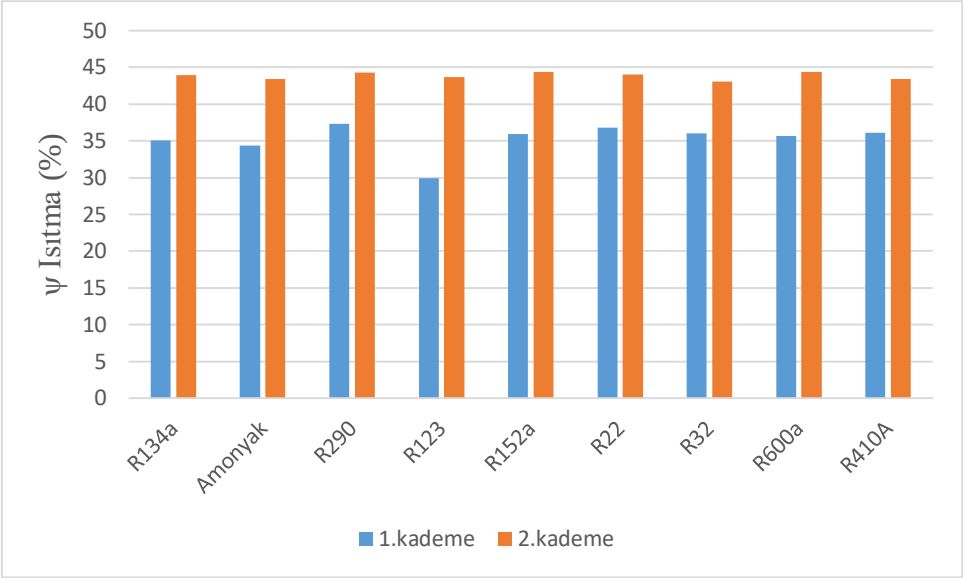
Akışkan	Basınç oranı
R134a	5.567
NH_3	5.886
R290	4.267
R123	8.648
R152a	5.489
R22	4.685
R32	4.586
R600a	5.343
R410A	4.532



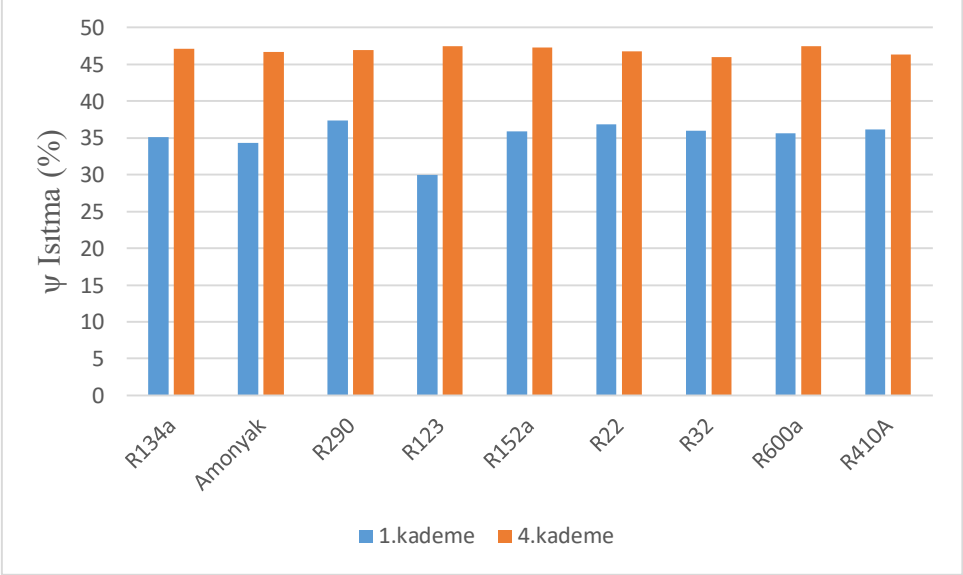
Şekil 4.18. Çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanların soğutma modundaki 1.kademe ve 2.kademe ekserji verimleri



Şekil 4.19. Çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanların soğutma modundaki 1.kademe ve 4.kademe ekserji verimleri



Şekil 4.20. Çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanların ısıtma modundaki 1.kademe ve 2.kademe ekserji verimleri



Şekil 4.21. Çeşitli küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanların ısıtma modundaki 1.kademe ve 4.kademe ekserji verimleri

Şekil 4.18-4.21.'de verilen sütun grafiklerinde görüldüğü gibi kademe sayısı artışı ile ısıtma ve soğutma için ekserji veriminde en yüksek oranda artış gerçekleşen akışkanın R123 olduğu belirlendi. Ekserji veriminde en yüksek oranda artış gerçekleşen ikinci akışkan amonyak (NH_3) olurken en az oranda artış gerçekleşen akışkan ise R290 olarak

bulundu. Çizelge 4.2.'deki basınç oranlarına bakıldığında basınç oranı en büyük akışkanın R123 olduğu görülürken basınç oranı en küçük akışkanın R290 olduğu görülmektedir. Basınç oranı en büyük ikinci akışkanın ise amonyak (NH_3) olduğu görülmektedir. Çok kademeli doyma çevrimi uygulaması ile, COP değerlerinde olduğu gibi, basınç oranları büyük olan akışkanların ekserji verimlerinde daha yüksek oranda artış gerçekleşirken basınç oranları küçük olan akışkanların ekserji verimlerinde daha az oranda artış gerçekleşti. Lee ve ark. (2013) bu tez çalışmasında analizi yapılan akışkanlarla birlikte diğer küresel ısınma potansiyeli düşük akışkanlar için benzer bir çalışma yaptılar. Akışkanlar için 1 kademeli klasik çevrimleri ve 4 kademeli doyma çevrimlerini ısıtma ve soğutma modlarında EES programı üzerinde modellediler ve COP değerlerini elde ettiler. 4 kademeli doyma çevrimlerinin COP değerlerini 1 kademeli klasik çevrimlerin COP değerleriyle kıyasladılar. Söz konusu çalışmada COP değeri her iki mod için en yüksek oranda artış gösteren akışkanı bu çalışmada olduğu gibi R123 olarak tespit ettiler.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Sistemin ekserjetik analizi EES (Engineering Equation Solver) üzerinde doyma çevrimlerinin matematiksel modeli oluşturularak gerçekleştirildi. Çalışma akışkanı olarak R410A seçildi. Kademe sayısı, kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ve soğutucu akışkan cinsi araştırılan parametreler olarak belirlendi.

Bu çalışmadan elde edilen genel sonuçlar aşağıdaki maddeler halinde özetlenebilir:

- Çok kademeli doyma çevrimi uygulamasının tek kademeli klasik çevrime göre sistemin performans katsayısını artırdığı, tersinmezlikleri düşürdüğü ve ekserji verimini yükselttiği belirlendi. Doyma çevrimlerinde kademe sayısı artarken sistem performansındaki iyileşmenin de arttığı bulundu. En çok tersinmezlik azalışı ve ekserji verim artışının tek kademeli klasik çevrimden iki kademeli doyma çevrimine geçişte gerçekleşebileceği, kademe sayısı arttıkça iyileşme oranının düşeceği belirlendi. Bu açıdan bakıldığında iki kademeli doyma çevriminin verimlilik ve maliyet açısından uygulanmasının daha uygun olabileceği ifade edilebilir.

- Çok kademeli doyma çevrimlerinin soğutma modunda çalışan sistemleri ısıtma modunda çalışan sistemlere göre daha verimli hale getirdiği sonucuna varılmıştır. 2 kademeli doyma çevrimi uygulaması tek kademeli klasik çevrime göre ekserji verimini soğutma modu için % 28 oranında; ısıtma modu için % 20.20 oranında arttırmıştır.

- Doyma çevrimine yaklaşma derecesini gösteren α ve ε değerlerindeki azalma ile toplam tersinmezlik miktarındaki azalma aynı eğilimde gerçekleşmektedir.

- Tek kademeli klasik çevrimde en çok tersinmezlik kompresörde oluşmakta, çok kademeli doyma çevrimi uygulaması ile tersinmezlik açısından en fazla iyileşme de kompresör ve genleşme valfinde gerçekleşmektedir.

- Kondenser sıcaklığını artırmak ekserji verimini düşürmekte, evaporatör sıcaklığını artırmak ise ekserji verimini yükseltmektedir.

- Soğutucu akışkanlar içinde basınç oranı yüksek olanlarda doyma çevriminin daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip ve bu çalışmada araştırılan akışkanlar içinde R123 soğutucu akışkanı kullanılan doyma çevriminde sistemin ekserji veriminin daha çok iyileşeceği, bunu amonyağın (NH_3) takip edeceği bulunmuştur. En düşük ekserji verim artışının ise R290 akışkanında elde edilebileceği tespit edilmiştir.

5.2 Öneriler

Bu teorik çalışmadan, sistemin performansını artırma, tersinmezlikleri azaltma ve ekserji verimini yükseltmek için iki kademeli doyma çevrimlerinin uygulanabileceği sonucuna ulaşılmıştır. Çok kademeli doyma çevrimleri konusunda deneysel çalışmaların yapılması gerekmektedir. Bunun için enjeksiyona uygun kompresör ve enjeksiyon valfinin geliştirilmesi de önemli hale gelmektedir. Doyma çevrimleri ile ilgili ileride yapılacak tasarım modifikasyonları araştırma geliştirme faaliyetleri için yol gösterici olabilir.

KAYNAKLAR

Aljundi, I. H., 2009, Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2-3), 324-328.

Cho, H., Baek, C., Park, C. ve Kim, Y., 2009, Performance evaluation of a two-stage CO2 cycle with gas injection in the cooling mode operation, *International Journal of Refrigeration*, 32 (1), 40-46.

F-Chart Software, 2003, Engineering Equation Solver (EES), Cuernavaca,Mexico.

Heo, J., Jeong, M. W. ve Kim, Y., 2010, Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions, *International Journal of Refrigeration*, 33 (4), 848-855.

Heo, J., Jeong, M. W., Baek, C. ve Kim, Y., 2011, Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection, *International Journal of Refrigeration*, 34 (2), 444-453.

Kotas, T. J., 2013, The exergy method of thermal plant analysis, Elsevier, p.

Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. ve Chun, H. H., 2013, Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection, *Applied Thermal Engineering*, 56 (1-2), 27-37.

Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R. ve Chun, H.-H., 2015a, Performance investigation of multi-stage saturation cycle with natural working fluids and low GWP working fluids, *International Journal of Refrigeration*, 51, 103-111.

Lee, H., Hwang, Y., Song, I. ve Jang, K., 2015b, Transient thermal model of passenger car's cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids, *Energy*, 90, 1859-1868.

Ma, G.-Y. ve Zhao, H.-X., 2008, Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor, *Energy and Buildings*, 40 (5), 697-701.

Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D. ve Bailey, M. B., 2010, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley & Sons, p.

Qiao, H., Aute, V. ve Radermacher, R., 2017, Dynamic modeling and characteristic analysis of a two-stage vapor injection heat pump system under frosting conditions, *International Journal of Refrigeration*, 84, 181-197.

Wang, X., Hwang, Y. ve Radermacher, R., 2009, Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 32 (6), 1442-1451.

Xu, X., Hwang, Y. ve Radermacher, R., 2013, Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles, *International Journal of Refrigeration*, 36 (3), 892-903.

EKLER

EK-1 EES üzerindeki tek kademeli klasik çevrim ve iki kademeli doyma çevrimi için oluşturulan örnek çözüm algoritması

```
FUNCTION Cycle1  (Esogutma1)

m_toplam=1 [kg/s] "Kondenserden geçen toplam kütle debisi"
DT=5 [K] " Asırı sogutma ve asırı kızdırma miktarı"
x1=1 " Kuruluk derecesi"
x2=0 " Kuruluk derecesi"
Tevaporator = 254,85 [K]
Tkondenser = 304,25 [K]
Tcevre= 294,25 [K]
Tsogutulanortam =264,85 [K]

Pevaporator= PRESSURE(R410A;T=Tevaporator;x=x1)

Pkondenser=PRESSURE (R410A;T=Tkondenser;x=x1)

Tasırıkızdırma=Tevaporator + DT

hasırıkızdırma=ENTHALPY (R410A;T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

sasırıkızdırma = ENTROPY(R410A; T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

hkondensergiriss = ENTHALPY (R410A;P=Pkondenser; s=sasırıkızdırma)

basıncorani=(Pkondenser)/(Pevaporator)

izentropikverim= 0,85-(0,0467*basıncorani)

hkondensergiris=((hkondensergiriss-hasırıkızdırma) / (izentropikverim)) + hasırıkızdırma

skondensergiris =ENTROPY(R410A;  h=hkondensergiris; P=Pkondenser)

Tasırısogutma = Tkondenser - DT

hasırısogutma = ENTHALPY( R410A;T=Tasırısogutma ; P=Pkondenser)

sasırısogutma = ENTROPY (R410A; T=Tasırısogutma; P=Pkondenser)

sevaporatorgiris =ENTROPY(R410A; h=hasırısogutma; P=Pevaporator)

Wkompresor =  (m_toplam*( hkondensergiriss -hasırıkızdırma)) / (izentropikverim)

Qevaporator = m_toplam *(hasırıkızdırma - hasırısogutma)

Ievaporator =Tcevre * (m_toplam*(sasırıkızdırma-sevaporatorgiris) -
(Qevaporator/Tsogutulanortam))

Ikompresor =Tcevre*m_toplam*(skondensergiris-sasırıkızdırma)

Ikondenser =m_toplam* (hkondensergiris-hasırısogutma-Tcevre * (skondensergiris-
sasırısogutma))

Igenlesmevalfi =m_toplam*Tcevre*(sevaporatorgiris-sasırısogutma)
```

```
Itoplam =Ievaporator+Ikompresor +Ikondenser+Igenlesmevalfi

Cycle1 = 1-(Itoplam/Wkompresor)

End

FUNCTION Cycle2 (Esogutma2)

m_toplam=1 [kg/s] "Kondenserden geçen toplam kütle debisi"
DT=5 [K] " Asırı sogutma ve asırı kızdırma miktarı"
x1=1 " Kuruluk derecesi"
x2=0 " Kuruluk derecesi"
Tevaporator = 254,85 [K]
Tkondenser = 304,25 [K]
Tcevre= 294,25 [K]
Tsogutulanortam =264,85 [K]

Pcevre=100 [kPa]

hcevre= ENTHALPY (R410A; T=Tcevre; P=Pcevre)

scevre= ENTROPY (R410A; T=Tcevre; P=Pcevre)

Pevaporator= PRESSURE(R410A;T=Tevaporator;x=x1)

Pkondenser=PRESSURE (R410A;T=Tkondenser;x=x1)

Tasırıkızdırma=Tevaporator + DT

hasırıkızdırma=ENTHALPY (R410A;T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

sasırıkızdırma = ENTROPY(R410A; T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

Parakademe=sqrt(Pevaporator*Pkondenser)

Tarakademe=TEMPERATURE (R410A;x=x1;P=Parakademe)

h1.sıkıstırmasonus=ENTHALPY (R410A;P=Parakademe;s=sasırıkızdırma)

ilkkademebasıncorani =  Parakademe/Pevaporator

ilkkademeizentropikverim= 0,85-(0,0467*ilkkademebasıncorani)

h1.sıkıstırmasonu = (h1.sıkıstırmasonus - hasırıkızdırma)/ (ilkkademeizentropikverim)+
hasırıkızdırma

s1.sıkıstırmasonu =ENTROPY(R410A; h= h1.sıkıstırmasonu; P=Parakademe)

Tarasogutmasonuc=Tarakademe+DT

harasogutmasonuc=ENTHALPY(R410A;T=Tarasogutmasonuc; P= Parakademe)

sarasogutmasonuc=ENTROPY(R410A;T=Tarasogutmasonuc; P= Parakademe)

hkondensergiriss=ENTHALPY (R410A; P=Pkondenser; s=sarasogutmasonuc)

ikincikademebasıncorani = (Pkondenser)/(Parakademe)
```

ikincikademeizentropikverim= 0,85-(0,0467*ikincikademebasıncorani)

hkondensergiris=(hkondensergiriss - harasogutmasonuc) / (ikincikademeizentropikverim) + harasogutmasonuc

skondensergiris =ENTROPY (R410A; h=hkondensergiris; P=Pkondenser)

Tasırısogutma = Tkondenser - DT

hasırısogutma = ENTHALPY(R410A;T=Tasırısogutma ; P=Pkondenser)

sasırısogutma = ENTROPY (R410A; T=Tasırısogutma; P=Pkondenser)

sseparatorgiris =ENTROPY(R410A; P=Parakademe; h=hasırısogutma)

harakademedoymussıvı=ENTHALPY(R410A; T=Tarakademe; x=x2)

sarakademedoymussıvı= ENTROPY (R410A; T=Tarakademe; x=x2)

sevaporatorgiris = ENTROPY (R410A; h = harakademedoymussıvı; P=Pevaporator)

harakademedoymusbuhar=ENTHALPY(R410A; T=Tarakademe; x=x1)

sarakademedoymusbuhar= ENTROPY (R410A; T=Tarakademe; x=x1)

m_enjekteedilenbuhar= (m_toplam*(hasırısogutma- harakademedoymussıvı)) / (harakademedoymusbuhar - harakademedoymussıvı)

m_toplamsıvı = m_toplam-m_enjekteedilenbuhar

a = (m_toplam* harasogutmasonuc - (m_enjekteedilenbuhar * harakademedoymusbuhar) - (m_toplamsıvı * h1.sıkıstırmasonu)) / (m_toplamsıvı * (harakademedoymussıvı - h1.sıkıstırmasonu))

m_enjekteedilensıvı = a * m_toplamsıvı

m_evaporator=(1-a)*m_toplamsıvı

Wkompresorbirincikademe =(m_evaporator*(h1.sıkıstırmasonus -hasırıkızdırma)) /(ilkkademeizentropikverim)

Wkompresorikincikademe=(m_toplam*(hkondensergiriss - harasogutmasonuc)) / (ikincikademeizentropikverim)

Wkompresortoplam = Wkompresorbirincikademe + Wkompresorikincikademe

Qevaporator = m_evaporator *(hasırıkızdırma - harakademedoymussıvı)

Ievaporator =Tcevre * (m_evaporator * (sasırıkızdırma - sevaporatorgiris) -(Qevaporator / Tsogutulanortam))

Ikompresor1.sıkıstırma =Tcevre*m_evaporator*(s1.sıkıstırmasonu - sasırıkızdırma)

Ex1.sıkıstırmasonu =m_evaporator * (h1.sıkıstırmasonu-hcevre-Tcevre * (s1.sıkıstırmasonu-scevre))

```
Exenjekteedilenbuhar = m_enjekteedilenbuhar *(harakademedoymusbuhar - hcevre - Tcevre*(sarakademedoymusbuhar-scevre))

Exenjekteedilensıvı = m_enjekteedilensıvı * (harakademedoymussıvı - hcevre - Tcevre * (sarakademedoymussıvı-scevre))

Exarasogutmasonuc = m_toplam*(harasogutmasonuc - hcevre - Tcevre * (sarasogutmasonuc-scevre))

Exseparatorgiris =m_toplam*(hasırısogutma-hcevre-Tcevre*(sseparatorgiris-scevre))

Exevaporatoreaktarılan =m_evaporator*(harakademedoymussıvı-hcevre-Tcevre*(sarakademedoymussıvı-scevre))

Ikompresorarasogutma = Ex1.sıkıstırmasonu + Exenjekteedilenbuhar + Exenjekteedilensıvı - Exarasogutmasonuc

Ikompresor2.sıkıstırma = Tcevre*m_toplam*(skondensergiris-sarasogutmasonuc)

Ikompresortoplam = Ikompresor1.sıkıstırma + Ikompresorarasogutma + Ikompresor2.sıkıstırma

Ikondenser =m_toplam * (hkondensergiris - hasırısogutma -Tcevre * (skondensergiris - sasırısogutma))

I1.genlesmevalfi = m_toplam*Tcevre*(sseparatorgiris - sasırısogutma)

Iseparator = Exseparatorgiris - Exevaporatoreaktarılan - Exenjekteedilenbuhar - Exenjekteedilensıvı

I2.genlesmevalfi =m_evaporator* Tcevre* (sevaporatorgiris - sarakademedoymussıvı)

Itoplam = Ievaporator + Ikompresortoplam + Ikondenser + I1.genlesmevalfi + Iseparator +I2.genlesmevalfi

Cycle2 =1-(Itoplam/Wkompresortoplam)

End

FUNCTION Cycle3 (Eısıtma1)

m_toplam=1 [kg/s] "Kondenserden geçen toplam kütle debisi"
DT=5 [K] " Asırı sogutma ve asırı kızdırma miktarı"
x1=1 " Kuruluk derecesi"
x2=0 " Kuruluk derecesi"
Tevaporator = 254,85 [K]
Tkondenser = 304,25 [K]
Tcevre= 264,85 [K]
Tısıtılanortam =294,25 [K]

Pevaporator= PRESSURE(R410A;T=Tevaporator;x=x1)

Pkondenser=PRESSURE (R410A;T=Tkondenser;x=x1)

Tasırıkızdırma=Tevaporator + DT

hasırıkızdırma=ENTHALPY (R410A;T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

sasırıkızdırma = ENTROPY(R410A; T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)
```

```
hkondensergiriss = ENTHALPY (R410A;P=Pkondenser; s=sasırıkızdırma)

basıncorani=(Pkondenser)/(Pevaporator)

izentropikverim= 0,85-(0,0467*basıncorani)

hkondensergiris=((hkondensergiriss-hasırıkızdırma) / (izentropikverim)) + hasırıkızdırma

skondensergiris =ENTROPY(R410A;  h=hkondensergiris; P=Pkondenser)

Tasırısogutma = Tkondenser - DT

hasırısogutma = ENTHALPY( R410A;T=Tasırısogutma ; P=Pkondenser)

sasırısogutma = ENTROPY (R410A; T=Tasırısogutma; P=Pkondenser)

sevaporatorgiris =ENTROPY(R410A; h=hasırısogutma; P=Pevaporator)

Wkompresor =  (m_toplam*( hkondensergiriss -hasırıkızdırma)) / (izentropikverim)

Qkondenser =m_toplam*(hkondensergiris - hasırısogutma)

Ievaporator =m_toplam*(hasırısogutma - hasırıkızdırma -Tcevre *(sevaporatorgiris -
sasırıkızdırma))

Ikompresor =Tcevre*m_toplam*(skondensergiris - sasırıkızdırma)

Ikondenser =Tcevre * (m_toplam *(sasırısogutma-skondensergiris)+(Qkondenser /
Tısıtılanortam))

Igenlesmevalfi =m_toplam * Tcevre* (sevaporatorgiris - sasırısogutma)

Itoplam =Ievaporator + Ikompresor + Ikondenser +Igenlesmevalfi

Cycle3= 1-(Itoplam/Wkompresor)

End

FUNCTION Cycle4 (Eısıtma2)

m_toplam=1 [kg/s] "Kondenserden geçen toplam kütle debisi"
DT=5 [K] " Asırı sogutma ve asırı kızdırma miktarı"
x1=1 " Kuruluk derecesi"
x2=0 " Kuruluk derecesi"
Tevaporator = 254,85 [K]
Tkondenser = 304,25 [K]
Tcevre= 264,85 [K]
Tısıtılanortam =294,25 [K]

Pcevre=100 [kPa]

hcevre= ENTHALPY (R410A; T=Tcevre; P=Pcevre)

scevre= ENTROPY (R410A; T=Tcevre; P=Pcevre)

Pevaporator= PRESSURE(R410A;T=Tevaporator;x=x1)
```

Pkondenser=PRESSURE (R410A;T=Tkondenser;x=x1)

Tasırıkızdırma=Tevaporator + DT

hasırıkızdırma=ENTHALPY (R410A;T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

sasırıkızdırma = ENTROPY(R410A; T=Tasırıkızdırma;P=Pevaporator)

Parakademe=sqrt(Pevaporator*Pkondenser)

Tarakademe=TEMPERATURE (R410A;x=x1;P=Parakademe)

h1.sıkıstırmasonus=ENTHALPY (R410A;P=Parakademe;s=sasırıkızdırma)

ilkkademebasıncorani = (Parakademe)/(Pevaporator)

ilkkademeizentropikverim= 0,85-(0,0467*ilkkademebasıncorani)

h1.sıkıstırmasonu = (h1.sıkıstırmasonus - hasırıkızdırma)/ (ilkkademeizentropikverim)+ hasırıkızdırma

s1.sıkıstırmasonu =ENTROPY(R410A; h= h1.sıkıstırmasonu; P=Parakademe)

Tarasogutmasonuc=Tarakademe+DT

harasogutmasonuc=ENTHALPY(R410A;T=Tarasogutmasonuc; P= Parakademe)

sarasogutmasonuc=ENTROPY(R410A;T=Tarasogutmasonuc; P= Parakademe)

hkondensergiriss=ENTHALPY (R410A; P=Pkondenser; s=sarasogutmasonuc)

ikincikademebasıncorani = (Pkondenser)/(Parakademe)

ikincikademeizentropikverim= 0,85-(0,0467*ikincikademebasıncorani)

hkondensergiris=(hkondensergiriss - harasogutmasonuc) / (ikincikademeizentropikverim) + harasogutmasonuc

skondensergiris =ENTROPY (R410A; h=hkondensergiris; P=Pkondenser)

Tasırısogutma = Tkondenser - DT

hasırısogutma = ENTHALPY(R410A;T=Tasırısogutma ; P=Pkondenser)

sasırısogutma = ENTROPY (R410A; T=Tasırısogutma; P=Pkondenser)

sseparatorgiris =ENTROPY(R410A; P=Parakademe; h=hasırısogutma)

harakademedoymussıvı=ENTHALPY(R410A; T=Tarakademe; x=x2)

sarakademedoymussıvı= ENTROPY (R410A; T=Tarakademe; x=x2)

sevaporatorgiris = ENTROPY (R410A; h = harakademedoymussıvı; P=Pevaporator)

harakademedoymusbuhar=ENTHALPY(R410A; T=Tarakademe; x=x1)

sarakademedoymusbuhar= ENTROPY (R410A; T=Tarakademe; x=x1)

m_enjekteedilenbuhar= (m_toplam*(hasırısogutma- harakademedoymussıvı)) / (harakademedoymusbuhar - harakademedoymussıvı)

m_toplamsıvı = m_toplam-m_enjekteedilenbuhar

a = (m_toplam* harasogutmasonuc - (m_enjekteedilenbuhar * harakademedoymusbuhar) - (m_toplamsıvı * h1.sıkıstırmasonu)) / (m_toplamsıvı * (harakademedoymussıvı - h1.sıkıstırmasonu))

m_enjekteedilensıvı = a * m_toplamsıvı

m_evaporator=(1-a)*m_toplamsıvı

Wkompresorbirincikademe =(m_evaporator*(h1.sıkıstırmasonus -hasırıkızdırma)) / (ilkkademeizentropikverim)

Wkompresorikincikademe=(m_toplam*(hkondensergiriss - harasogutmasonuc)) / (ikincikademeizentropikverim)

Wkompresortoplam = Wkompresorbirincikademe + Wkompresorikincikademe

Qkondenser=m_toplam*(hkondensergiris - hasırısogutma)

Ievaporator= m_evaporator*(harakademedoymussıvı -hasırıkızdırma-Tcevre*(sevaporatorgiris-sasırıkızdırma))

Ikompresor1.sıkıstırma = Tcevre*m_evaporator*(s1.sıkıstırmasonu - sasırıkızdırma)

Ex1.sıkıstırmasonu =m_evaporator * (h1.sıkıstırmasonu-hcevre-Tcevre * (s1.sıkıstırmasonu-scevre))

Exenjekteedilenbuhar = m_enjekteedilenbuhar *(harakademedoymusbuhar - hcevre - Tcevre*(sarakademedoymusbuhar-scevre))

Exenjekteedilensıvı = m_enjekteedilensıvı * (harakademedoymussıvı - hcevre - Tcevre * (sarakademedoymussıvı-scevre))

Exarasogutmasonuc = m_toplam*(harasogutmasonuc - hcevre - Tcevre * (sarasogutmasonuc-scevre))

Exseparatorgiris =m_toplam*(hasırısogutma-hcevre-Tcevre*(sseparatorgiris-scevre))

Exevaporatoreaktarılan =m_evaporator*(harakademedoymussıvı-hcevre-Tcevre*(sarakademedoymussıvı-scevre))

Ikompresorarasogutma = Ex1.sıkıstırmasonu + Exenjekteedilenbuhar + Exenjekteedilensıvı - Exarasogutmasonuc

Ikompresor2.sıkıstırma = Tcevre*m_toplam*(skondensergiris-sarasogutmasonuc)

Ikompresortoplam = Ikompresor1.sıkıstırma + Ikompresorarasogutma + Ikompresor2.sıkıstırma

Ikondenser =Tcevre * (m_toplam *(sasırısogutma-skondensergiris)+ (Qkondenser / Tısıtılanortam))

I1.genlesmevalfi = m_toplam*Tcevre*(sseparatorgiris-sasırısogutma)

Iseparator = Exseparatorgiris - Exevaporatoreaktarılan - Exenjekteedilenbuhar - Exenjekteedilensıvı

I2.genlesmevalfi =m_evaporator* Tcevre* (sevaporatorgiris - sarakademedoymussıvı)

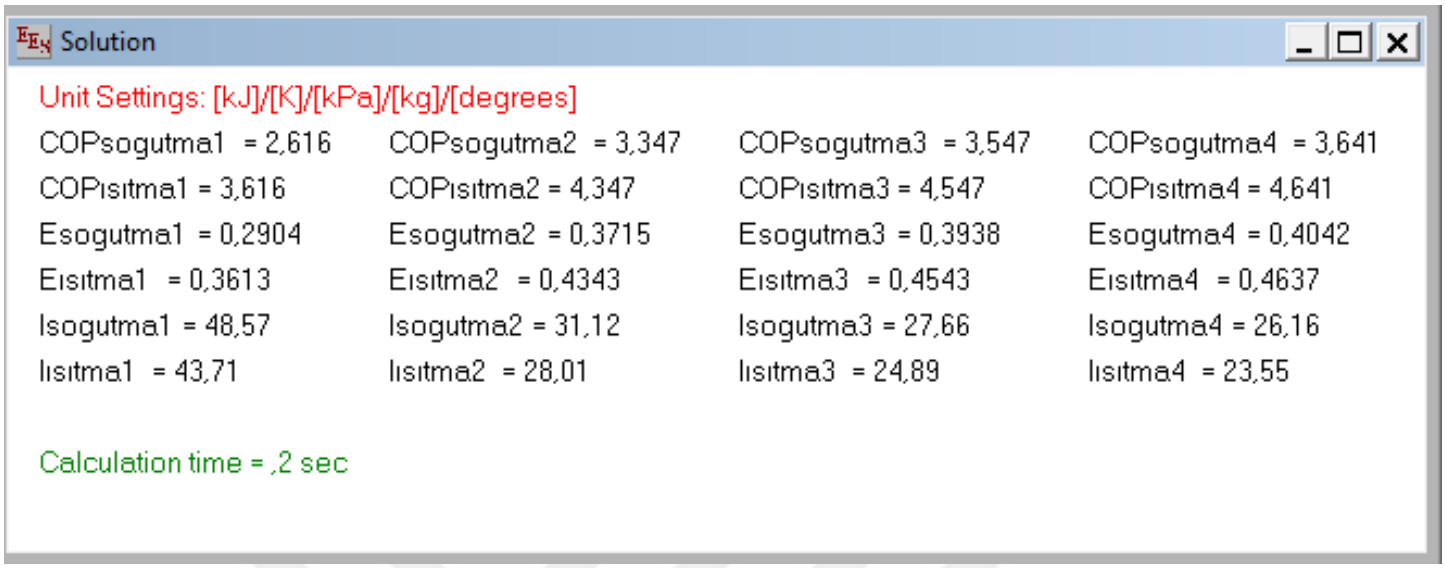
Itoplam = Ievaporator + Ikompresortoplam + Ikondenser + I1.genlesmevalfi + Iseparator +I2.genlesmevalfi

Cycle4 =1-(Itoplam/Wkompresortoplam)

End

Esogutma1 = Cycle1 (Esogutma1)
Esogutma2 = Cycle2 (Esogutma2)
Eısıtma1 = Cycle3 (Eısıtma1)
Eısıtma2 = Cycle4 (Eısıtma2)

EK-2 T_{evap} = 254.85 K, T_{kond} = 304.25 K şartlarında tek (1) kademeli klasik çevrim ve 2,3 ve 4 kademeli doyma çevrimleri için sonuç ekran çıktısı



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Yusuf Ziya Akman
Uyruğu	**:**	T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	Altındağ-30.10.1988
Telefon	**:**	0506 273 30 46
Faks	**:**	
e-mail	**:**	akmanyusufziya@gmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	**Dolapoğlu Anadolu Lisesi, Selçuklu, Konya**	**2007**
Üniversite	:	**TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Çankaya, Ankara**	**2012**
Yüksek Lisans	:	**Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya**	**2018**
Doktora	:	-	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2012-	**Konya Büyükşehir Belediyesi**	**Mühendis**

UZMANLIK ALANI

Termodinamik

YABANCI DİLLER

İngilizce, İspanyolca

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR

ÇALIŞMANIN ADI	*YAYIM YERİ*	*YAYIM TARİHİ*
Çok Kademeli Doyma Çevrimlerinin Ekserji Analizi	1st International Conference on Energy Systems Engineering (Karabük)	Aralık 2017