

**SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ
KULLANILDIĞI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

**2014
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

Hüseyin KAYA

**SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ KULLANILDIĞI SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Hüseyin KAYA

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Ocak 2014**

Hüseyin KAYA tarafından hazırlanan “SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ KULLANILDIĞI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU



Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 14/ 01/ 2014

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)



...../...../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hüseyin KAYA

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ KULLANILDIĞI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMOEKONMİK ANALİZİ

Hüseyin KAYA

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Ocak 2014, 110 sayfa

Bu çalışmada, mevcut sistemlerde çoğunlukla kullanılan CFC grubu soğutucu akışkanlardan R12, R22, ve R502 soğutucu akışkanları yerine, HFC grubu soğutucu akışkanlarından R134a, R152a, R125, R143a ve R32 soğutucu akışkanları ve HC grubundan R290 ve R600a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Daha önce belirlenmiş optimum karışım oranları temel alınarak alternatif soğutucu akışkan olarak, altı adet ikili, dört adet üçlü soğutucu akışkan karışımı, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır.

Bu soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma sisteminde bulunan elemanların termodinamik ve ekonomik (yatırım, işletme maliyeti) yönden analizi yapılmıştır. Bu kapsamda termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre soğutma sisteminin analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkanlar ve karışımlarıyla ilgili termofiziksel özelliklerin elde edilebildiği REFPROP 8.0 yazılımı kullanılarak soğutma

çevrimlerinin istenilen noktalardaki termofiziksel özellik değerleri alınmıştır. Buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerinde, basınç değerleri değiştirilerek, soğutma sistemlerine I. Kanun analizi (soğutma tesir katsayısı incelenmesi) ve II. Kanun analizi (tersinmezliklerin incelenmesi) yapılmış ve tüm soğutma sistemi termoeconomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Termoeconomik optimizasyon yöntemi olarak yapısal bağı katsayısı yöntemi (CSB) kullanılarak yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcının etkinlik katsayıları (ϵ) optimize edilmiştir. Optimizasyon sonucunda, optimum yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç değerlerine karşılık optimum etkinlik katsayıları bulunmuştur.

Anahtar Sözcükler : Soğutucu akışkan karışımları, soğutma sistemleri, termoeconomik analiz, ekserji analizi.

Bilim Kodu : 914.1.131

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF REFRIGERATION SYSTEMS USING REFRIGERANT MIXTURES

Hüseyin KAYA

**Karabük University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

January 2014, 110 pages

In this study, most used refrigerants in current systems, three of the CFCs, R12, R22 and R502 and five of the HCFs, R134a, R152a, R125, R143a and R32, and two of the HCs, R290 and R600a, are used as alternative refrigerants. Based upon previously determined optimum mixture ratios, six binary and four ternary refrigerant mixtures are used as working fluids in a vapour compression refrigeration system.

Refrigeration system components using as working fluids of refrigerant mixtures above mentioned are analysed based on thermodynamics and economical (investment cost, refrigeration system operation cost) point of views. Thermophysical property values of intended points in refrigeration cycles are taken from REFPROP 8.0 software which gives refrigerant and refrigerant mixtures thermophysical properties. First law analysis (observation of coefficient of analysis)

and second law analysis (examination of irreversibility) are carried out by changing pressure values at evaporation and condensation area and then the whole system has been assessed to thermoeconomic optimization. Effectiveness coefficients of condenser and evaporator are optimized by using coefficient of structural bond method (CSB). At the end of the optimization, optimum condenser and evaporator pressures of heat exchangers effectiveness coefficients corresponding to these pressures are determined.

Key Word : Refrigerant mixtures, refrigeration systems, thermoeconomic analysis, exergy analysis.

Science Code : 914.1.131

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Erol ARCAKLIOğLU'na sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca konuyla ilgili bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen çok değerli hocam Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a ve yine yardımlarıyla tezime katkıları olan Yrd. Doç. Dr. Volkan KIRMACI'ya en içten teőekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme, eőime ve mesai arkadaşlarıma manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
BÖLÜM 3	19
SOĞUTMA YÖNTEMLERİ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	19
3.1. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ	19
3.1.1. Fiziksel Soğutma	19
3.1.2. Kimyasal Soğutma.....	19
3.1.3. Mekanik Soğutma	20
3.2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	20
3.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi.....	21
BÖLÜM 4	24
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI.....	24
4.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	24
4.2. SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI	25

	<u>Sayfa</u>
4.2.1. Azeotropik Karışımlar	26
4.2.2. Zeotropik Karışımlar	26
BÖLÜM 5	28
TERMODİNAMİK ANALİZ	28
5.1. EKSERJİ ANALİZİ	28
5.2 TERSİNİRLİK VE TERSİNMEZLİK	29
BÖLÜM 6	30
TERMOEKONOMİK ANALİZ VE OPTİMİZASYON.....	30
6.1. TERMOEKONOMİK ANALİZ	30
6.2. TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYON	32
6.2.1. Termoeconomik Optimizasyon Yöntemleri.....	33
6.2.1.1. Yapısal Katsayı Yöntemi (C.E.B. ve C.S.B.)	33
6.2.1.2. Müstakil Yöntem (Autonomous)	34
BÖLÜM 7	35
MATERYAL VE YÖNTEM	35
7.1. REFPROP YAZILIMI	35
7.2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ ANALİZİ.....	36
7.2.1. Sistem Çalışma Karakteristikleri	38
7.2.1.1. Soğutma Kapasitesi.....	38
7.2.1.2 Soğutma Tesir Katsayısı (COP).....	38
7.2.2. Soğutma Verimi.....	40
7.3. SİSTEM İÇİN YAPILAN KABULLER.....	40
7.4. SİSTEM İÇİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ	43
7.4.1. Sistem Elemanlarının Ekserji ve Tersinmezliklerinin Hesaplanması....	46
7.4.1.1. Kompresör Hesabı	46
7.4.1.2. Genleşme Valfi Hesabı	47
7.4.1.3. Yoğuşturucu Hesabı.....	48
7.4.1.4. Buharlaştırıcı Hesabı.....	49
7.4.1.5. Sistemin Toplam Tersinmezliği	50

	<u>Sayfa</u>
7.5. SİSTEMİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU	86
7.5.1. Yapısal Bağ Katsayısı (C.S.B.)	86
7.5.1.1. C.S.B'nin Özellikleri	87
7.5.1.2. Termoekonomik Optimizasyon Uygulaması (C.S.B. Yöntemi).....	88
7.5.1.3. Optimizasyon Eşitliği.....	88
7.5.1.4. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyon Eşitlikleri ..	92
7.5.1.5. Sistem Bileşenlerinin Formülasyonu	95
7.5.1.6. Optimizasyon Eşitliklerindeki Veriler ve Hesaplanması	96
7.5.1.7. Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları	98
BÖLÜM 8	103
SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR	106
ÖZGEÇMİŞ	110

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin şematik gösterimi	21
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma sisteminin LogP – h diyagramı	23
Şekil 7.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi elemanlarının tesisat şeması.	37
Şekil 7.2. LogP – h diyagramı.....	37
Şekil 7.3. Tek kompresörlü sistem için paralel iç içe borulu su soğutmalı buharlaştırıcı.	41
Şekil 7.4. Paralel iç içe borulu su soğutmalı yoğuşturucu.	42
Şekil 7.5. Saf soğutucu akışkanlar için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık profilleri.	42
Şekil 7.6. Soğutucu akışkan karışımları için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık profilleri.....	43
Şekil 7.7. Soğutma çevriminde ekserji – entalpi diyagramı.....	45
Şekil 7.8. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	56
Şekil 7.9. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	56
Şekil 7.10. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	57
Şekil 7.11. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	57
Şekil 7.12. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	58
Şekil 7.13. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).	58
Şekil 7.14. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	59
Şekil 7.15. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	59
Şekil 7.16. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	60
Şekil 7.17. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	60

Şekil 7.18. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	61
Şekil 7.19. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).	61
Şekil 7.20. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	62
Şekil 7.21. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	62
Şekil 7.22. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	63
Şekil 7.23. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	63
Şekil 7.24. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	64
Şekil 7.25. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	64
Şekil 7.26. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	65
Şekil 7.27. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	65
Şekil 7.28. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	66
Şekil 7.29. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	66
Şekil 7.30. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkinliğinin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).	67
Şekil 7.31. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkinliğinin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$)	67
Şekil 7.32. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	68
Şekil 7.33. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	68
Şekil 7.34. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	69
Şekil 7.35. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	69
Şekil 7.36. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	70
Şekil 7.37. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).	70

Şekil 7.38. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	71
Şekil 7.39. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	71
Şekil 7.40. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	72
Şekil 7.41. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	72
Şekil 7.42. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	73
Şekil 7.43. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).....	73
Şekil 7.44. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	74
Şekil 7.45. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	74
Şekil 7.46. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	75
Şekil 7.47. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	75
Şekil 7.48. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	76
Şekil 7.49. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).....	76
Şekil 7.50. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	77
Şekil 7.51. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	77
Şekil 7.52. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	78
Şekil 7.53. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	78
Şekil 7.54. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	79
Şekil 7.55. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).....	79
Şekil 7.56. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).....	80

Şekil 7.57. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).	80
Şekil 7.58. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).	81
Şekil 7.59. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).	81
Şekil 7.60. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).	82
Şekil 7.61. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).	82
Şekil 7.62. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	83
Şekil 7.63. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a; 15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	83
Şekil 7.64. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	84
Şekil 7.65. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	84
Şekil 7.66. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	85
Şekil 7.67. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).	85
Şekil 7.68. Grafik yöntemle optimum ısı değiştiricisi etkenliğinin belirlenmesi	92

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5.1. Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması	29
Çizelge 7.1. Çeşitli yoğuşturucu basınçları için, termoeconomik olarak optimize edilmiş buharlaştırıcı basınçları ve etkenlik katsayıları	99
Çizelge 7.2. Çeşitli buharlaştırıcı basınçları için, termoeconomik olarak optimize edilmiş yoğuşturucu basınçları ve etkenlik katsayıları.....	101
Çizelge 8.1. $P_E=0,52$ MPa ve $P_E=0,7$ MPa için optimum çalışma parametreleri (R32/R125; 80/20).....	104

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- a^C : sermaye iyileştirme faktörü
 c_p : sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
 C : ısı kapasite debisi (kJ/K)
 E : ekserji (kJ)
 e_x : özgül ekserji (kJ/kg)
 f : faiz
 g : yer çekimi ivmesi (m/s²)
 h : entalpi (kJ/kg)
 I : tersinmezlik miktarı (kJ/kg)
 \dot{m} : kütleli debi (kg/s)
 $M_{k,i}$: lokal tersinmezlik maliyeti
 N : sistem amortisman süresi (yıl)
 P : basınç (MPa)
 Q : ısı transfer miktarı (kJ)
 s : entropi (kJ/kg K)
 T : sıcaklık (K)
 t : zaman (saat)
 W : iş (kJ)
 x_i : sistem parametresi
 Z : yerel yükseklik (m)
 η_c : kompresör verimi
 $\sigma_{k,i}$: yapısal bağ katsayısı (CSB)
 $\beta_{k,i}$: sermaye maliyet katsayısı
 ε : ısı değiştiricisi etkenlik katsayısı
 ΔE : toplam enerji değişimi (kJ)

c	: kompresör
çal	: çalışma süresi
ç	: çıkış
E	: buharlaştırıcı
Eg	: buharlaştırıcı giriş
eç	: buharlaştırıcı çıkış
g	: giriş
K	: yoğuşturucu
K	: k. eleman
kg	: yoğuşturucu giriş
kç	: yoğuşturucu çıkış
max	: maksimum
min	: minimum
opt	: optimum
R	: soğutucu akışkan (Refrigerant)
Se	: buharlaştırıcı ısıtma suyu
sı	: sıcak
sk	: yoğuşturucu soğutma suyu
so	: soğuk
T, Top	: toplam
y	: yıllık
0	: çevre şartları
I	: tersinmezlik
M	: maliyet

KISALTMALAR

CFC : Kloroflorokarbon

COP : Soğutma tesir katsayısı (Coefficient of Performance)

GV : Genleşme valfi

HCFC : Hidrokloroflorokarbon

HFC : Hidroflorokarbon

ODP : Ozon tahrip potansiyeli

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Termodinamiğin 1. Yasası olarak bilinen enerjinin korunumu yasasına göre, yalıtılmış bir sistemde enerji bir türden başka bir türe dönüşebilir, fakat her zaman korunur, diğer bir söyleyişle toplam enerji zamanla değişmez. Isı enerjisinin sadece belirli bir kısmının işe çevrilebileceğini, ortamın iç enerjisinden yararlanılarak iş üretilmeyeceğini belirten Termodinamiğin 2. Yasası, enerji dönüşümlerini sınıflandırmakta (düzenli, düzensiz) ve hiçbir doğal olayın tersinir olmadığını vurgulayarak düzensiz enerjinin şekil değiştirdiğinde faydalanılacak kısmının azalacağını ve bu nedenle de sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Tersinmezliğe neden olan faktörlersürtünme, kontrolsüz genleşme ve sıkıştırma, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi ve iki maddenin karışımı vb olaylardır.

Termodinamikte iki temel kavram enerji ve entropidir. Enerji bir iş yapabilme ve üretebilme yeteneği olup, enerjiyi depolanan ve şekil değiştiren olarak ikiye ayırabiliriz. Entropi ise bir sistemin içyapısındaki düzensizliğinin ölçüsüdür. Düzensizlik arttıkça entropi de artar. Tersinmezliğin neden olduğu kayıplar entropinin artmasına sebep olur.

Herhangi bir sistemin, 1. Yasaya göre verimliliğini hesaplamak sağlıklı sonuç vermez. Çünkü iş ve ısı, enerji tekniği bakımından, aynı değerde değildir. Bunun yanında 2. Yasa ile kullanılabilir enerji yani ekserji kavramından yararlanılarak bir işlemin tersinir duruma ne kadar yakın olduğu incelenebilir [1].

İnsanların günlük yaşantılarında mekanik enerji üretmek ve bir hacmi ısıtmak veya soğutmak amacıyla kullanılan cihazlara çok ihtiyaç duyulur. Enerjinin faydalanılan kısmının azlığı ve hali hazırdaki enerji kaynaklarının sınırlı olduğu düşünülürse

bütün cihazların en verimli biçimde kullanılması gerekmektedir. Bu sebeplerle genelde daha çok kullanılan soğutma sistemlerinin ekserji analizine önem verilmiş ve bununla ilgili birçok bilimsel çalışma yapılmıştır.

Soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri soğutucu akışkanlardır. Geçmişten bugüne inorganik ve organik birçok çeşitli maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Bilimsel çalışmalar sonucunda soğutucu akışkanların çevreye ve ozon tabakasına zarar verdikleri tespit edilmiştir ve buna bağlı olarak alternatif soğutucu akışkanların geliştirilmesi ile ilgili çalışmalar başlamıştır. 1987 yılında ABD, Japonya, Sovyeter Birliği ve Avrupa Birliği Ülkelerinin bulunduğu 43 ülkenin katılımıyla Montreal Protokolü imzalanmıştır. Bu protokole taraf olan ülkeler atmosferin ozon tabakasına olumsuz etkileri olan maddelerin kullanım miktarlarının 1986 yılı verilerine dayanarak kullanılan toplam miktarın 1995'te %50, 1997'de %85 oranında azaltılmasını ve 2000 yılında tamamen kaldırılmasını kabul etmişlerdir. Gelişmiş ülkeler 2000 yılından itibaren alternatif soğutucu akışkanlara geçişi tamamlamıştır. Türkiye bu protokole 1991 yılında imza atmıştır ve gelişmekte olan ülkeler grubunda yer aldığı için CFC tüketiminin sıfırlanması için 2010 yılına kadar süre verilmiştir. Çevre ve Orman Bakanlığı verilerine göre CFC kullanımı 2006 yılı itibariyle bitmiştir. [2].

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi, soğutma uygulamalarında en çok tercih edilen sistemdir. Bu sistemde, yoğuşma sıcaklığı düştükçe ve buharlaşma sıcaklığı arttıkça sistemin verimi artar. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde, 1. Yasa analizi yapıldığında soğutma sisteminin çalışma veriminin bir ölçüsü olan soğutma tesir katsayısındaki (COP) değişimi ele alınır. 2. Yasa (ekserji) analizinde ise sistemin tersinmezliği belirlenir. Ekserji dengesi ile soğutma sisteminde kullanılabilir iş miktarı tespit edilir. Ekserji analizi yapılırken, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezliği hesaplanarak tüm sistemin tersinmezliği bulunur. Bulunan bu değerlerden en düşük tersinmezlik miktarı, optimum tasarım ve çalışma şartlarını verir. Ancak bu durum yeterli değildir. Çünkü ekserji ile hesaplanan ısı değiştirici (yoğuşturucu, buharlaştırıcı) etkenlik katsayıları ekonomik bakımdan uygun olmayabilir. Bu yüzden ekserji analizi ve ekonomik (yatırım, işletme) analizin birlikte ele alınması gerekir. Bu iki analizin birlikte yapılmasına termoekonomik

analiz adı verilmektedir. Termoekonomik analiz yöntemiyle sistem hem Termodinamik açıdan, hem de ekonomik açıdan optimize edilmiş olur.

Bu tezin amacı, çalışma akışkanı olarak, daha önce belirlenmiş soğutucu akışkan karışımları kullanılan buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde bulunan ve birer ısı değiştiricisi olarak ele alınan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı elemanlarının termoekonomik optimizasyonudur. Termoekonomik optimizasyon yöntemi olarak yapısal bağ katsayısı (C.S.B.) kullanılacak ve optimizasyon elemanı olarak etkenlik katsayısı seçilecektir [3]. Burada sistem performansını etkileyen yoğuşturucu ve buharlaştırıcının optimum basınç değerlerine karşılık gelen optimum etkenlik katsayıları hesaplanacaktır. Bu hesaplamanın yapılabilmesi için tüm sistem elemanlarına ayrı ayrı termoekonomik optimizasyon uygulanacaktır. Burada, verilen soğutma yüküne ve işletme zamanına göre yoğuşturucu ve buharlaştırıcı optimizasyona tabi tutulacak ve optimum yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çalışma Şartları (yoğuşturucu basıncı, buharlaştırıcı basıncı, etkenlik katsayıları vs.) elde edilecektir. Bu çalışma ile daha önce saf akışkanlara uygulanmış termoekonomik optimizasyon akışkan karışımlarına uygulanacaktır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapılan literatür araştırmasında farklı özelliklerde soğutma sistemleri ve soğutucu akışkanların performans ve ekserji analizleri ile ilgili bir çok çalışma olduğu görülmüştür. Araştırma sonucunda elde edilen bilgilerden bu tezde yapılan çalışma ile ilgili olan çalışmalarla ilgili bilgiler aşağıda verilmiştir.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, işletme parametrelerinin daha etkin bir performans ve minimum yatırım ve işletme maliyetini sağlayacak biçimde optimizasyon uygulamaları ile ilgili bir çok çalışmalar yapılmıştır. Bu konuda yapılan çalışmalar son on yılda daha öncesine göre artmıştır.

Kotas, tarafından yayınlanan “ The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”adlı kitap ekserji konusunu detaylı bir şekilde anlatan literatürdeki önemli bir kitaptır. Termoeconomik analiz konusu da bu kitapta ayrıntılı anlatılmış olup termoeconomik optimizasyon ile ilgili geniş bilgiye sahiptir. Yapılan çalışmada, söz konusu olan kitap ana kaynak olarak kullanılmıştır [3].

Koçoğlu , “Thermoeconomic Optimization of a Single Stage Heat Pump System” adlı yüksek lisans tezini ODTÜ’de sunmuştur. Bu çalışmada, CSB (Coefficient of Structural Bond) yöntemiyle termoeconomik optimizasyon işlemi yapılmıştır. Isı pompasında aşırı soğutma ve aşırı kızdırma yapılmadan, ısı değiştiricileri (yoğuşturucu ve buharlaştırıcı) optimizasyona tabi tutulmuştur. Soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılmış, ısı değiştiriciler ise paralel zıt yönlü akım seçilerek optimize edilmiştir. Koçoğlu, ısı pompasında yoğuşturucunun, 32°C ile 44°C sıcaklıkları arasında çalıştığını varsayarak optimizasyon yapmıştır. Isı pompasının toplam tersinmezliği hesaplanırken, ekserji dengesi ve ısı değiştiricisi etkenliği

kullanılmıştır. Ekserji analizi yapılırken, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı etkenliği 0.6 ile 0.8 arasında alınmıştır. Bununla beraber, buharlaştırıcı için ısıtma suyu giriş sıcaklığı 15°C, yoğuşturucu için ise soğutma suyu giriş sıcaklığı 25°C kabul edilmiştir. Burada CSB (yapısal bağ katsayısı) yöntemi kullanılarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için optimizasyon denklemleri türetilmiştir. Bu denklemlerle optimum ısı değiştiricisi etkenliği, optimum yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda, yoğuşturucu sıcaklığının artması ile ısı değiştiricisi etkenliğinin azaldığı ve tersinmezliğin arttığı, buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile ise, ısı değiştiricisi etkenliğinin arttığı ve tersinmezliğin azaldığı tespit edilmiştir [4].

Uysal tarafından yapılan yüksek lisans çalışmasında, basit soğutma sistemleri için uygulanan termoeekonomik analiz, Zonguldak Çatalağzı'nda kurulu bulunan 160 MW kapasiteli termik santralin ekserji ve termoeekonomik analizi yapılarak performansı değerlendirilmiştir. Ekserji analizinde, sistem ve bileşenleri için ekserji verimleri, ekserji kayıpları ve iyileştirme potansiyelleri hesaplanmıştır. Termoeekonomik analizde ise SPECO ve MOPSA metotları kullanılmış ve her iki metoda göre termik santralden üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti belirlenmiştir. Ekserji analizi sonucunda, sistemde en düşük ekserji verimine sahip ekipmanların sırasıyla %29.95 ile yoğuşturucu ve %33.24 ile kazan olduğu tespit edilmiş, sistemin toplam ekserji verimi ise %39.89 olarak bulunmuştur. Sistemde en yüksek ekserji kaybının sırasıyla 166492.26 kW ile kazanda ve 11608.33 kW ile yoğuşturucuda meydana geldiği tespit edilmiştir. Sistemdeki toplam ekserji yıkımı ise 217773.65 kW olarak bulunmuştur. Sistemde, 111150.23 kW ile kazan ve 8131.64 kW ile yoğuşturucunun en yüksek iyileştirme potansiyeline sahip ekipmanlar olduğu belirlenmiştir. Sistemin toplam iyileştirme potansiyeli ise 130903.74 kW olarak bulunmuştur. Santralde üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti, SPECO metoduna göre 12.14 \$/GJ olarak bulunurken, MOPSA metoduna göre ise 14.06 \$/GJ olarak bulunmuştur. Üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti için farklı sonuçlar elde edilmesinin nedenleri; her iki metodun uygulanmasının farklı olması ve her iki metod için yapılması gereken farklı kabullerden kaynaklandığı düşünölmektedir [5].

Yazıcı tarafından yapılan çalışmada, enerji kayıpları ihmal edilerek, bir buhar santralinin termoekonomik analizi yapılmıştır. Termoekonomik analiz yapılabilmesi için sistem bileşenlerine termodinamiğin I. ve II. Kanunları uygulamıştır. Birinci kanun analizinde 500 MW güç üretebilmek için farklı kazan sıcaklıklarında gerekli olan buhar debisi, pompa gücü, türbin gücü ve kazana verilmesi gereken ısı miktarı ve sistemde dolaşan buharın yoğuşması için yoğuşturucunun atılan ısı miktarı hesaplanmıştır. İkinci kanun analizinde ise, pompa hariç her bir sistem elemanının tersinmezliği bulunmuş ve sistemin toplam tersinmezliği hesaplanarak en fazla tersinmezlik üreten eleman belirlenmiştir. Hesaplanan ekserjiler ve tersinmezlikler ile ürün maliyeti belirlenmiştir. 500 MW gücündeki bir tesis için optimum çalışma değerleri 12.5 MPa ve 900°C kazan sıcaklığında 250 kg/s buhar debisi olarak bulunmuştur. Bulunan bu değerler ile birim buhar maliyeti 0.538 \$/MW ve birim elektrik maliyeti, 1.18 \$/MW olarak hesaplanmıştır. Buhar ve elektrik maliyetleri birim kütle için elde edilmiştir. Tesisin tam kapasitede çalıştığı durumda toplam buhar maliyeti 269 \$ ve elektrik maliyeti ise 590 \$ olarak hesaplanmıştır. Elektrik maliyetinin, kazanda elde edilen buhar maliyetinden iki kat fazla olduğu görülmüştür. Kazan sıcaklığı arttıkça birim buhar maliyeti ve birim elektrik maliyeti yükselmektedir [6].

V. Verda ve arkadaşının yaptığı çalışmada, bir soğutma sistemi için dinamik bir model kabul edilerek, enerji tüketiminin ve elde edilen ürünler için ekonomik maliyetinin kontrol sisteminin üzerindeki etkileri, termoekonomik bir yaklaşım uygulanarak belirlenmiştir. Bu analizin gerçekleştirilebilmesi için, sistemle ilgili veya sistem dışındaki etkiler yüzünden oluşan değişiklikler olması durumundaki çeşitli kontrol stratejileri karşılaştırılmıştır. Bu değişiklikler, kontrol sisteminde aralıklara yol açmaktadır. Bu kontrol sisteminin, kabul edilebilir aralıktaki kontrol edilmiş nicelikler için çalışma koşulunu yeniden düzenlediği belirtilmiştir. Genellikle işletmenin verimindeki değişimlerin, seçilen stratejiye bağlı olduğu söylenmiştir. Bir mikro türbin örnek çalışma olarak düşünülmüştür. Yapılan analizde, bileşenlerin performans değişimlerinin üzerindeki kontrol etkisi ölçülmüştür. Bu yaklaşımın, ilave kaynak tüketimiyle ifade edilen kontrol sistem çalışmasında, ekserjik maliyet ve termoekonomik maliyetle ilişkilendirildiği belirtilmiştir. Başlangıç ve sonuç kararlı halleri ile geçici çözümler de dikkate alınmıştır. Bu yaklaşımın daha gelişmiş

sistemlere uygulanmasının faydalı çözümler üreteceği vurgulanmıştır. Yapılan çalışmada gerçekleştirilen tasarım ve hesaplar sonucunda, %8 oranında yakıt tüketiminde ve %5 oranında da toplam maliyette azalma olduğu tespit edilmiştir [7].

Onat vd. tarafından yapılmış olan çalışmada, farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre R22 ve alternatifleri olan soğutucu akışkanların analizi yapılmıştır. Bu akışkanlar, 10 kW soğutma kapasitesindeki tek kademeli bir çevrim üzerinde denenerek sıkıştırma oranı, kütleli debi, hacimsel kapasite, STK, ITK ve boru çapları değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar Solkane 4.0 ve KleaCalc yazılımları ile yapılmıştır. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında, farklı karakteristikler elde edilmiştir. R22 ile R407C arasında performanslar yönünden büyük paralellikler mevcut olduğu belirlenmiştir. İklimlendirme cihazlarında R22 soğutucu akışkanını R407C'ye dönüştürebilmek için mineral yağın en az % 95'ini almak ve filtresinin değiştirilmesinin gerektiği ortaya konmuştur. R410A'nın diğer akışkanlara göre %60 daha yüksek sistem basınçlarında çalışmakta olduğu belirlenmiştir. R410A soğutucu akışkanın boru çapları R22'ye göre yaklaşık % 20 daha küçük seçilmesi gerektiği belirtilmiştir [8].

Bansal tarafından yapılan deneysel çalışmada, aşırı kızdırma sıcaklık miktarını 1°C ve aşırı soğutma sıcaklık miktarını ise 8°C almıştır. Aldığı bu değerlerin sabit olduğunu kabul ederek deneysel çalışmalarını yapmıştır. Bu çalışmada, R22 gazı ile LPG gazları belirli oranda karıştırılarak deney yapılmıştır. Deney yapılırken yoğunlaştırıcı sıcaklığı 35, 45 ve 55°C alınırken, buharlaştırıcı sıcaklığı -15°C ile +15°C arasında alınmıştır. Yapılan deneyler sonucunda yüksek yoğunlaştırıcı sıcaklığında LPG karışımının performansının, R290 akışkanından daha iyi olduğu, düşük yoğunlaştırıcı sıcaklığında ise daha kötü bir performansının olduğu tespit edilmiştir [9].

Ekserji analizi konusunda “ The Second Law of Thermodynamics” isimli uluslar arası bir sempozyum 1990 yılında Kayseri'de gerçekleştirilmiş olup bu sempozyumun bildiri kitabı da önemli kaynaklardandır. Seminer kitabında ısı sistemler için farklı optimizasyon uygulamaları, ısı değiştiricileri 2. Kanun analizleri,

termal sistemlerin tasarımı ve gelişim incelemeleri ile ilgili makaleler bulunmaktadır [10].

Chen ve Prasad tarafından yapılan çalışmada, R134a ve R12 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kompresörlü soğutma sistemlerinin performansları karşılaştırılmıştır. Analizler, ideal çevrim yerine gerçek çevrime dayanan bilgisayar modellemesi kullanılarak yapılmıştır. Mevcut olan deneysel veriler ve bağıntılardan elde edilen akışkan özelliklerine ve termohidrolik karakteristiklerine bağlı olarak R134a ve R12 için simülasyon modeli oluşturulmuştur. Geliştirilen simülasyon modeli kullanılarak her iki soğutucu akışkan için sistem performansları incelenmiştir. Çalışmada buharlaştırıcı sıcaklığı 0°C ile -20°C arasında, yoğuşturucu sıcaklığı 40°C, soğutma kapasitesi 1 kW, kompresör izentropik verimi 0.7 olarak seçilmiştir. Isı değiştiricinin uzunluğu 4 m, iç çapı 10 mm ve dış çapı 16 mm'dir ve iç içe borulu ısı değiştiricisidir. Sonuçlara göre, R134a için COP değeri, yaklaşık %3'lük bir oranda R12'den daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun anlamı, aynı soğutma yükleri için R134a için gerekli olan güç, R12'den biraz daha fazladır. Aynı zamanda ekserji analizleri ile iki sistemin termodinamik yönden kıyaslanması yapılmıştır. Sonuçlarda, R134a ile çalışan sistemin performansının, yaklaşık % 3 oranındaki fazla ekserji kaybından dolayı, R12 ile çalışan sistemin performansından daha düşük olduğu tespit edilmiştir [11].

Arora ve Kaushik tarafından yapılan çalışmada, aşırı ısıtmalı ve aşırı soğutmalı soğutma sisteminde R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanlarının performans hesaplarını ve ekserji kayıplarını teorik olarak yapmışlardır. R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanlarının analizleri sonucunda elde edilen verileri, performans ve ekserji kayıplarını içeren grafiksel modellemelerle karşılaştırmışlardır [12].

Ree tarafından yapılan çalışmada, R22 soğutucu akışkanı yerine kullanılacak alternatif soğutucu akışkanın belirlenmesi için deneyler yapılmıştır. Bu deneyler yapılırken, soğutucuda gerekli dönüşümleri yaparak, R22 soğutucu akışkanı yerine, R404a, R407c ve 410a soğutucu akışkanlarının kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkanların soğutma kapasiteleri ve soğutma etkinlik değerleri deneysel olarak bulunmuştur. Bulunan deneysel sonuçlar teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Bununla beraber, R134a, R290, R600a, R717,R404a, R407c, R410a ve R507 akışkanları ile çalışan soğutma sistemlerinin, 40°C yoğuşturucu sıcaklığı, -35°C ve 2°C buharlaştırıcı sıcaklıklarında soğutma tesir katsayıları, soğutma kapasitesi ve kompresör çıkış sıcaklıklarına göre karşılaştırmaları yapılmıştır [13].

Arcaklıoğlu vd. tarafından yapılan çalışmada, R12 soğutucu akışkanı yerine kullanılabilir olarak, R290/R134a (90/10), R152a/R134a (90/10) soğutucu akışkan karışımları; R22 soğutucu akışkanı yerine kullanılabilir olarak, R32/R134a (20/80), R600a/R134a (80/20), R32/R125 (80/20) soğutucu akışkan karışımları ve R502 soğutucu akışkanı yerine kullanılabilir olarak da, R125/R143a (10/90), R32/R125/R143a (20/10/70), R125/R143a/R290 (10/85/5), R125/R143a/R134a (15/75/10), R32/R125/R134a (15/5/850) soğutucu akışkan karışımları elde edilmiştir [14].

Ataer vd. tarafından yapılan çalışmada, Türkiye’de küçük kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için, R12 yerine R134a, R404a ve R290 alternatif soğutucu akışkanların kullanılması durumunda yapılması gereken teknolojik değişimleri tespit etmişlerdir. Yapılan çalışma., farklı soğutma yükü ve şartlarında sekiz adet ticari soğutucu için yapılmış ve tasarım sonuçları tablolar halinde gösterilmiştir. Bu ticari soğutucular, standartlara uygun olarak hazırlanan deneysel ortamda test edilmiş ve deneysel sonuçlar teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır [15].

Arcaklıoğlu tarafından sunulan doktora tezi çalışmasında, klasik buhar sıkıştırmalı iki farklı soğutma sistemi için, farklı soğutucu akışkanlar ve karışımları kullanılarak, termodinamiğin 1. ve 2. Kanununa göre performans analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada, mevcut sistemlerde kullanılan CFC grubu soğutucu akışkanlarından R12, R22 ve R502, HFC grubundan R134a, R152a, R125, R143 ve R32 soğutucu akışkanları ve HC grubundan da R290 ve R600a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. bunların yanı sıra, bu soğutucu akışkanların ikili, üçlü ve dörtlü olarak farklı oranlarda karışımları çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Performans değerlerinin hesaplanmasında kullanılan soğutucu akışkanlara ait termodinamik özellikler, Helmholtz enerji hal denkleminde dayalı olarak hazırlanan ve deneysel katsayıların kullanıldığı REFPROP 6.01 yazılımından alınmıştır. Bu amaçla, bu yazılımın alt

programları kullanılarak FORTRAN dilinde yeni yazılımlar hazırlanmış ve ilgili tüm performans hesaplamaları, bu yazılım aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalarla mevcut sistemlerdeki R12 yerine %0.4'lük performans artışıyla R290/R600a (56/44) karışımının, R22 akışkanının yerine %0.8'lik performans artışıyla R32/R134a (35.2/64.8) karışımının ve R502 yerine %2'lik performans artışıyla R32/R134a (46/54) karışımının kullanılmasının mümkün olduğu belirlenmiştir [1].

Demircioğlu tarafından sunulan yüksek lisans tezi çalışmasında; R22 ve alternatifleri olan R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki, farklı çalışma şartları için ısıtma ve soğutma performansları, enerji ve ekserji analizleri teorik olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan veriler Solkane 6.0 programından alınmış ve Matlab 6.0 programı kullanılarak grafiklere aktarılmıştır [16].

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde, sistem performansını arttırmak için farklı yöntem ve teknikler kullanılmaktadır. Bunların en önemlisi aşırı soğutma ve aşırı kızdırma uygulamalarıdır. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırımlı soğutma sistemlerin uygulanma sebepleri; akışkanın yoğunlaştırıcı çıkışında aşırı soğutulması, buharlaştırıcı düşük ısı ile girmesi ve buharlaştırıcıdan da o oranda fazla ısı çekerek çıkması ile performansının (COP) artmasını sağlamasıdır. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırımlı bir sistemde birim kapasite başına düşen soğutucu akışkan debisi aşırı soğutma ve aşırı kızdırma yapılmayan sistemlere göre daha az olacaktır. Bunların yanı sıra sistemdeki soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıdan çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde genişleme valfine girmesi, genişleme valfinin kapasitesini düşürür ve buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın miktarını azaltır. Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemi bu olumsuzluğu önler [16]

Chen tarafından yapılan çalışmada, ev tipi klimalarda R22 soğutucu akışkanı yerine R410A'nın kullanılması durumunda çevresel etki araştırılmıştır. R410A'nın uzun, vadede sıfır ozon tahrip potansiyeli ile R22 için faydalı bir alternatif olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada, dört setten oluşan R22 ile R410A için kıyaslama yapılmıştır ve bunun için bir simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Bu klima

performansı, soğutma kapasitesini, enerji verim oranını, klimanın yıllık güç tüketimini ve soğutucu akışkanın küresel ısınma etkisini içererek karşılaştırma işlemi yapılmıştır. Sonuç olarak, R410A'nın benimsenmesinin, klimanın ısı değiştiricisi boyutunu azalmasına, enerji korunumu için operasyon veriminin artmasına yardımcı olduğu belirtilmiştir. Dahası, söz konusu klima tiplerinde, R22'nin yerine R410A akışkanın kullanılması küresel ısınmada önemli derecede azalma sağlayacağı tespit edilmiştir [17].

Dingeç, “Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators” adlı yüksek lisans çalışmasını ODTÜ’de sunmuştur. Yapılan çalışmada, basit bir buzdolabı sisteminin termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak R12 soğutucu akışkanı kullanılmış, ısı değiştiriciler karşıt akışlı seçilmiştir. Isı değiştiricilerin her ikisi de hava soğutmalı tipte seçilmiştir. Buzdolabı sisteminde bulunan buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genleşme valfi ve kompresör için tersinmezlikler hesaplanarak toplam tersinmezlik belirlenmiştir. Optimizasyon bölümünde ise, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için optimizasyon eşitlikleri türetilmiştir. CSB yöntemi yardımıyla optimum yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanları elde edilmiştir. Optimizasyon yapılırken aşırı soğutma ve aşırı kızdırma olmadığı varsayılmıştır. Hesaplamalar sonucunda, optimum buharlaştırıcı sıcaklıkları -8°C , -7°C , -6°C için, optimum buharlaştırıcı alanları 0.47 m^2 , 0.52 m^2 ve 0.59 m^2 bulunmuştur. Optimum yoğuşturucu sıcaklıkları 47°C , 48°C ve 49°C için optimum yoğuşturucu alanları ise, 1.41 m^2 , 1.22 m^2 ve 0.96 m^2 olarak bulunmuştur [18].

M. D. d’Accadia ve F. De Rossi tarafından yapılan, “Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant” adlı makale International Journal Of Refrigeration dergisinde yayınlanmıştır. Bu çalışmada, verilen bir soğutma tesisinde tüm işletme ve amortisman maliyeti minimum düzeye indirilmiştir. Sistemde bulunan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su soğutmalı olup, yoğuşturucuyu soğutan su, bir soğutma kulesi tarafından soğutulmaktadır. Çalışma akışkanı olarak R22 soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Makalede, kompresör ve elektrik motoruna, yoğuşturucu (pompa, soğutma kulesi ve elektrik motoru) ve buharlaştırıcı optimizasyon uygulanmıştır. Yoğuşturucu için soğutma suyu giriş sıcaklığı 30°C ve çıkış sıcaklığı 38.4°C , buharlaştırıcı için ise ısıtma suyu giriş sıcaklığı 12°C ve çıkış sıcaklığı 6°C , debisi ise

8 kg/s alınmıştır. Aşırı soğutma sıcaklık miktarı 4°C, aşırı kızdırma sıcaklık miktarı 5°C'dir. Yoğuşturucunun etkenliği 0.7 ve buharlaştırıcının etkenliği 0.6 kabul edilmiştir. Kompresörün izantropik verimi 0.8 ve çevre sıcaklığı 28°C alınarak termoeconomik optimizasyon yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda optimum yoğuşturucu izantropik verimi 0.83 , optimum buharlaştırıcı etkenliği 0.681, optimum yoğuşturucu etkenliği 0.78 ve COP eğeri ise 4.5 olarak bulunmuştur. Bununla beraber, optimizasyon sonucunda, yatırım ve işlete maliyetinde %1.8 oranında ve elektrik enerjisi tüketiminde ise %10.8 oranında kazanç sağlanmıştır [19].

Özkaymak'ın doktora tezinde, buhar sıkıştırımalı bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizi yapılmıştır. Çalışmasında soğutucu akışkan olarak R12, R22 ve R502 kullanmıştır. Yoğuşturucu sıcaklığını 35°C ile 70°C arasında, buharlaştırıcı sıcaklığını -10°C ile +10°C arasında, kompresör verimini 0.8 ile 0.9 arasında değişen değerleri almıştır. Yoğuşturucu için soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20°C ve 25°C, buharlaştırıcı ısıtma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20°C ve 15°C olarak sabit kabul etmiştir. Sistemin her bir elemanının birinci ve ikinci kanun analizini yaptıktan sonra sistemin toplam tersinmezliği için bir denklem tanımlanmıştır ve daha sonra bu denklem kullanılarak sistem termoeconomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Optimizasyon yöntemi olarak yapısal bağ katsayıları (CSB) metodunu kullanmıştır. Yapılan optimizasyon sonucunda her bir ısı değitiricisi için optimum sıcaklık ve alan değerlerini belirlemiştir [20].

Kızılkın tarafından yapılan bu çalışmada teorik bir buhar sıkıştırımalı soğutma sistemindeki buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin termodinamik ve termoeconomik yönden analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında termodinamiğin 1. Kanununa göre soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının(COP) incelendiği ve daha sonra termodinamiğin 2. Kanununa göre sistem tersinmezliklerinin ve ekserji kayıplarının incelendiği görölmektedir. Çalışmanın son kısmında ise soğutma sisteminin bütününe termoeconomik optimizasyon yöntemi uygulanmıştır.yapılan analizlerde, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık

değerleri kullanılarak, optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara göre ısı değiştirici alanları bulunmuştur [21].

Kılıçarslan tarafından yayınlanan makalede yaptığı deneysel çalışmada, tek kademeli R134a soğutucu akışkan kullanılan bir soğutma sisteminde yüksek yoğunlaşma ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında sistemdeki düşük ve yüksek basınçlı kısımlar arasındaki basınç farkının fazla olması sebebiyle kompresörde meydana gelen performans azalmasının ortadan kaldırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla hazırlanan deney setinde R134a kullanılarak, farklı basınç aralıklarında çalışarak, sistem performansında artma olduğunu belirlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda kademeli soğutma sisteminin performansının tek kademeli sisteme göre %21,9 oranında yüksek olacağı belirlenmiştir [22].

Fartaj vd. tarafından yapılan çalışmada, CO₂ ile çalışan bir soğutma çevriminin ikinci kanun analizi yapılarak, sistem performansını etkileyen temel faktörler belirlenmeye çalışılmıştır. Analizler sonucunda, sistemdeki en büyük kayıpların kompresör ile yoğuşturucu meydana geldiği belirlenmiş ve iyileştirme çalışmalarının bu bileşenler üzerinde uygulanması önerilmiştir [23].

Al-Otaibi vd. tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonunu yapılmış ve termodinamiğin birinci kanunu açısından sistem maliyeti incelenmiştir. Bu amaçla, sistem bileşenlerinin kütle ve enerji denge eşitlikleri belirlenerek bir model kurulmuş ve bu modelle maliyet parametreleri birleştirilmiştir. Yapılan analizde, yoğuşturucu sıcaklığı 25°C ile 60°C arasında, buharlaştırıcı sıcaklığı - 5°C ile -20°C arasında alınmıştır. Ayrıca kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve elektrik motoru etkenlikleri, maliyet parametreleri ile değişken parametreler olarak ele alınmıştır. Sonuç olarak, R134a ile çalışan gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi örneği üzerinde modelin uygulanabilirliği incelenmiştir [24].

Beşer ve Mobedi yaptıkları çalışmada, yoğuşturucu çıkışında sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın aşırı soğutulması ele alınmıştır. Aşırı soğutma ile bilgiler verildikten sonra, aşırı soğutmanın uygulamada kullanılma nedenleri üzerinde

durulmuştur. Aşırı soğutma işleminin soğutma kapasitesi üzerindeki artış etkisi araştırılmış ve üç soğutucu akışkan R407C, R134a ve R22 için sağlanan artış, değişik yoğuşma sıcaklıklarında ve aşırı soğutma miktarlarında karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, aynı aşırı soğutma miktarlarında, kapasite artışı soğutucu akışkanın tipi ve yoğuşma sıcaklığına bağlı olduğunu göstermiştir. Soğutma sanayisinde kullanılan aşırı soğutmanın klasik uygulamaları açıklanmış ve aşırı soğutmanın kullanılması ile enerji tasarrufuna yönelik yapılan bazı çalışmalar incelenmiştir [25].

Khan ve Zubair tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi için termodinamik ve tasarım analizleri yapılmıştır. Bunun için, R22 soğutucu akışkanı ile çalışan basit buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin gerçek verileri kullanılarak soğutma çevriminin simülasyonunu yapan sonlu zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Hazırlanan modelde, soğutma suyunun sıcaklığı sabit tutularak soğutucu akışkan debisi değiştirilmiştir. Akışkan debisinin değiştirilmesiyle değişen buharlaştırıcı kapasitesinin, soğutma sisteminin performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu model aynı zamanda, verilen bir toplam ısı değiştiricisi alanında buharlaştırıcı ve yoğuşurucu alanlarının optimum değerlerinin tahmin edilmesi için kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemlerinin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aşırı kızdırmanın, aşırı soğutmaya göre performans katsayısı üzerinde daha büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Düşük buharlaştırıcı kapasitelerinde, toplam ısı değiştiricisi alanının büyük bir bölümü yoğuşurucuya ayrılmış, buna karşılık yüksek buharlaştırıcı kapasitelerinde ise buharlaştırıcıya ayrılmıştır. Elde edilen sonuca göre ise 25°C, 30°C, 35°C ve 40°C değerlerindeki yoğuşurucu sıcaklıklarında gerçek sistemin çalışma şartlarının optimum değere çok yakın olduğu belirlenmiştir [26].

Didion tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan belirlenmesinde, optimize edilmesi gereken termodinamik performansta, akışkanın kritik noktasına ve molar ısı kapasitesine daha fazla dikkat edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Zeotropik ve azeotropik soğutucu akışkan karışımlarının, sıcaklık ve basınçlarının, karışımı oluşturan soğutucu akışkanların karışım oranları ile değişimlerini analiz etmiştir [27].

Babadağ tarafından yapılan çalışmada, absorpsiyonlu bir soğutma sistemindeki elemanların termodinamik ve termoeconomik açıdan analizleri yapılmıştır. Bunun için sistemin soğutma performans katsayısının belirlendiği termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra sisteme termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. İncelemelerde, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, absorber sıcaklığı ve jeneratör sıcaklığı değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır ve optimum buharlaştırıcı, yoğuşturucu, absorber ve jeneratör sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen ısı değiştirici alanları tespit edilmiştir. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi gibi termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Son olarak sistemin tümüne termoeconomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. Sistemin termodinamik ve termoeconomik analizleri LiBr-H₂O akışkan çifti için yapılmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellenmiş ve her akışkan için termodinamik özellik bağıntıları elde edilmiştir [28].

Özkaymak vd. tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırımalı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizi yapılmıştır. Dört farklı soğutucu akışkan kullanılarak (R22, R502, R134a ve R404a), yoğuşturucu sıcaklık aralığı 35-55°C, buharlaştırıcı çalışma aralığı ise -10 – 10°C seçilerek hesaplamalar yapılmıştır. İkinci kanun analizi yapılarak, sistem bütünüyle termoeconomik olarak optimize edilmiştir. Sonuç olarak, optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarına karşılık gelen optimum ısı değiştirici alanları hesaplanmıştır [29].

D'Accadia ve Vanoli tarafından yapılan çalışmada, yaygın olarak kullanılan bir buhar sıkıştırımalı soğutma sisteminde bulunan yoğuşturucu elemanı numerik analiz kullanılarak termoeconomik optimizasyona tabi tutulmuştur. R22, R134a ve R410A için hesaplamalar yapılmıştır. Optimizasyon uygulanan yoğuşturucu iç içe borulu tipte bir ısı değiştiricisidir. Yoğuşturucunun amortisman maliyeti ısı değiştirici alanıyla bağlantılı olarak tanımlanıp işlemler yapılmıştır. Sabit ısıl kapasite ve değişken iç boru çapında, optimum ısı değiştiricisi alanı hesaplanmıştır. Isı değiştirici alanı için bulunan optimum değerlerin genel olarak kabul edilen ve özellikle yüksek

elektrik enerji maliyetine sahip ticari sistemlerinden daha büyük olduğu görülmüştür. Aslında bu maliyet artışı olduğunda, operasyonel maliyetindeki tersinmezliğin de arttığı belirlenirken, amortisman maliyetinin daha az önemli hale geldiği tespit edilmiştir. Bu yüzden, büyük yatırımların, sistem verimini geliştirmeyi hedeflediği belirlenmiştir [30].

Akdağ tarafından yapılan çalışmada, tek kademeli bir soğutma sisteminin termodinamik ve termoeconomik olarak analizi yapılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında termodinamiğin birinci kanun analizi yapılarak sistemin soğutma performans katsayısı hesaplanmış (COP) ve daha sonra termodinamiğin ikinci kanun analizi yapılarak sistem tersinmezlikleri ve ekserji kayıpları incelenmiştir. Son aşamada da sistemin tümüne termodinamik optimizasyon metodu uygulanarak ısı değiştiricisi alanları tespit edilmiştir. Tek kademeli CO₂ akışkanlı ve kritik nokta üzerinde bir çevrime sahip soğutma sisteminin optimum gaz soğutucu basıncı, iki farklı sistem parametresine bağlı olarak elde edilmiştir. Tesis edilecek herhangi bir CO₂ akışkanlı sistem için mutlaka optimum gaz soğutucu basıncı doğru olarak belirlenmesi ve sistem bu basınç ile çalıştırılması gerektiği belirlenmiştir. Böylelikle sistemin enerji verimliliğinin istenen düzeylerde olması sağlanabilir. Aynı zamanda tek kademeli sistemin ekserji analizleri de yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, CO₂ soğutkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde ısı atılan ortam sıcaklığı COP değerini büyük oranda etkilemektedir. Buharlaştırma sıcaklığı, kompresörün verimi ve gaz soğutucunun verimleri de COP değerini oldukça etkilediği tespit edilmiştir [31].

Qureshi ve Zubair tarafından yapılan çalışmada, mekanik aşırı soğutmalı buhar sıkıştırımlı çevrimlerde yenilikçi bir yerleşimde ısı değiştiricisi için termoeconomik değerlendirme yapılmıştır. Hesaplamalar, aşırı soğutma ısı değiştiricisinde, sabit iş yüküne, sabit ısı atımı ve soğutma debisi ve aynı zamanda sabit ısı transferi olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Hiçbir maliyet fonksiyonu için, mutlak sıcaklık oranına (ξ) ve ortalama aşırı soğutma mutlak sıcaklık oranına (θ_3) göre minimum nokta bulunamamıştır. Entegre edilmiş aşırı soğutma çevriminin türevleri, özel aşırı soğutma çevriminin türevlerinden türetileceği belirtilmiştir. Bütünleşik ve özel mekanik aşırı soğutma çevrimlerinin optimizasyon problemi, θ_1 , Φ_1 ve Φ_2 olarak en

az değere sahip üç parametreye sahiptir. Hesaplamalar sonucunda, entegre edilmiş mekanik aşırı soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunun, niteliksel olarak, özel aşırı soğutma sistemiyle aynı davranışa sahip olduğu tespit edilmiştir [32].

Joybari vd. tarafından yapılan çalışmada ev tipi buzdolaplarında R134a soğutucu akışkanın yerine R600a kullanımında ekserji analizi ve optimizasyon prosedürü uygulanmıştır. 145 g R134a kullanılarak ev tipi buzdolabının performansı değerlendirilmek için ekserji analizi uygulanmıştır. En yüksek ekserji kaybının kompresörde gerçekleştiği bunu takiben de yoğuşturucuda, kılcal boruda, buharlaştırıcıda ve aşırı kızdırma serpantininde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Tasarım deneylerinde R600a kullanımında ekserji kaybını en aza indirmek için Taguchi metodu kullanılmıştır. R134a kullanımında ve 60 g R600a kullanılarak yapılan deneyde elde edilen sonuçlara göre Taguchi parametreleri seçilmiştir. Bu deneyde R134a akışkanına benzer sonuçlar bulunmuştur. Sonuçlara dayanarak, R600a ücret miktarı, yoğuşturucu fanının dairesel hızı ve kompresörün performans katsayısı tasarım parametreleri olarak seçilmiştir. Varyans analizi sonuçları göstermiştir ki, R600a ücret miktarı, en etkili parametredir. Optimum durumda, 50 g R600a için istenilen ücret miktarı, R134a için istenenden %66 daha az olduğu hesaplanmıştır. Bu durumun sadece ekonomik avantaj sağlamakla kalmayıp, bunun yanında hidrokarbon soğutucu akışkanın yanabilirlik riskini de önemli derecede azalttığı belirtilmiştir [33].

Mitishita vd. tarafından yapılan çalışmada, buzlanma yapmayan dondurucular için termoeconomik tasarım ve optimizasyon işlemi yapılmıştır. Buzlanma yapmayan dondurucular için enerji ve maliyet kazancını amaçlayan optimizasyon metodolojisi geliştirilmiştir. Bir kararlı hale sahip simülasyon modeli planlanmış ve enerji tüketimi için tahmin edilen değerler, elde edilen deneysel veriyle karşılaştırılmış başka bir kısımda +/-%9 hata bandını aşmamıştır. Bu model, buharlaştırıcı hava debisini, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kanatçık sayısını, kompresör büyüklüğü ve verimini ve toplam maliyet aşırı yüksek olduğunda minimum enerji getirisi sağlayan taze ve donmuş gıda bölmelerinin yalıtım kalınlıklarını bulmak için kullanılmıştır. Bu optimizasyonun, temel sistemde hiçbir maliyet cezası olmadan, enerji tüketimi

%18'den düşük bir soğutma sistemine sebep olduğu belirtilmiştir. Dört farklı kompresör için sistem performansı, yüksek bir verim, geniş bir kapasite ve değişken hızlı olanı içererek, ayrıca analiz edilmiştir. Analiz edilen soğutucu için, ekonomik olarak uygulanabilir bir tasarımı garanti altına almak için, değişken hızlıdaki kompresörün aynı piston yer değiştirmesine sahip sabit hızlıdaki kompresöre göre %26 dan daha fazla maliyete sahip olmaması gerektiği tespit edilmiştir [34].

Literatürden taramasından görüldüğü üzere, tespit edilebildiği kadarı ile soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma sistemleri için termoeconomik analiz çalışmasına rastlanmamıştır.

BÖLÜM 3

SOĞUTMA YÖNTEMLERİ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ

Soğutma işleminin temelinde fizik kanunları vardır. Soğutma yöntemleri, fiziksel, kimyasal ve mekanik olmak üzere üç gruba ayrılır. Fiziksel ve mekanik soğutma yöntemlerinde soğutma işleminde soğutucu akışkanın kimyasal özellikleri değişmez fakat farklı işlevlerin etkisi altında soğutma gerçekleşir. Kimyasal soğutmada ise, soğutma için kullanılan çalışma akışkanı kimyasal değişikliğe uğrar.

3.1.1. Fiziksel Soğutma

Sıvı haldeki maddeler buharlaşırken çevreden ısı alırlar. Bu durum çevre sıcaklığının düşmesine neden olur. Aynı şekilde yoğuşma durumunda ise çevreye ısı verirler ve çevre sıcaklığının yükselmesine neden olurlar. Elimize döktüğümüz kolonyanın buharlaşırken elimizde serinlik hissetmemiz ve yazın testiye koyduğumuz suyun soğuması fiziksel soğutmaya verilebilecek örneklerden bazılarıdır.

3.1.2. Kimyasal Soğutma

Bazı maddeler normal sıcaklıkta oldukları halde belirli oranlarda birbirleriyle karıştırıldıklarında daha düşük sıcaklıklar elde edilebilir. Bunun sebebi karışım oluşturulurken çevreden ısı alınmış olmasıdır. Modern soğutma sistemlerinin olmadığı zamanlarda dondurmacılar, bilindiği gibi dondurmaya muhafaza edebilmek için kar veya buzla sofr tuzu karışımını kullanarak çok düşük sıcaklıklar elde ederlerdi. %65 kar ya da buz ile %35 oranında sofr tuzu karıştırıldığında sıcaklık -20°C'ye düşebilmektedir. Bu soğutma biçimi kimyasal soğutmaya örnektir.

3.1.3. Mekanik Soğutma

Teknolojinin gelişmesiyle gelişen soğutma sektöründe çoğunlukla mekanik soğutma yöntemi kullanılmaktadır. Mekanik soğutma, soğutucu akışkanın gördüğü işlemler açısından fiziksel yöntemle soğutmadan ayrılmaktadır. Aslında, mekanik yöntemle soğutma işlemi de fiziksel bir özeliğe sahiptir. Çünkü mekanik yöntemle soğutma, dışarıdan enerji verilerek akışkanın basınç ve sıcaklığının yükseltilmesi temeline dayanır [35].

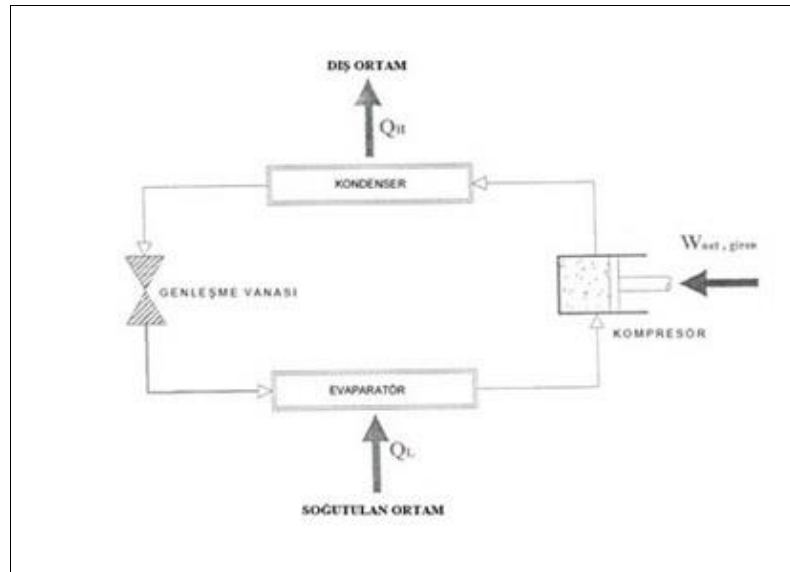
Termodinamiğin 2. Yasası'na göre, soğutma işleminin ana elemanı olan soğutucu akışkanın ters yönde bir çevrim izleyebilmesi yani soğuk kaynaktan aldığı ısıyı sıcak kaynağa aktarabilmesi için soğutucu akışkana mutlaka dışarıdan bir enerji verilmesi gerekir.

3.2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma sistemleri, termodinamik uygulamalar arasında önemli bir konuma sahiptirler. Soğutma çevrimlerinde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transferi gerçekleşir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi soğutucu akışkanın dönüşümlü olarak buharlaşıp, yoğunlaştığı ve buhar fazında iken sıkıştırılma ile gerçekleşen buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Bunu dışında soğutucu akışkanın çevrim boyunca gaz fazında kaldığı gaz akışkanlı soğutma, soğutucu akışkanın sıkıştırılmadan önce bir sıvıya karıştırıldığı absorpsiyonlu soğutma, iki farklı malzemedeki elektrik akımı geçmesiyle oluşan termoelektrik soğutma gibi çeşitleri vardır. Bunlardan başka vorteks tüpüyle soğutma sistemi, paramagnetik soğutma sistemi ve buhar-jet (ejektör) soğutma sistemleri ve uygulamaları da mevcuttur. Bu çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ele alınarak bunun üzerinde çalışılmıştır. Bu kısımdan sonra soğutma sistemi denilince buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi söz konusu olacaktır. Bu çalışmada dikkate alınacak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi için genel bilgiler aşağıda verilmiştir.

3.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın daha düşük sıcaklıktaki ortamdan ısıyı çekip daha yüksek sıcaklıktaki ortama atması biçiminde gerçekleşir. Bu durumun gerçekleşmesi için soğutucu akışkanın tamamen kapalı bir sistem içinde pompalanması gerekmektedir. Sistemin kapalı olmasıyla soğutucu akışkanın miktarında bir değişiklik olmaz ve her seferinde bir miktar ısıyı alıp boşaltarak çevrim tamamlanır. Bu işlemin yapılabilmesi için dışarıdan enerji harcanması gereklidir. Kompresöre dışarıdan enerji verilerek doymuş buhar durumundaki soğutucu akışkan, basıncı artırılarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra kızgın buhar halinde yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuda ısını atarak yoğunlaşır ve doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkar. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra genişleme vanasından ıslak buhar halinde buharlaştırıcı basıncına kısılır. Burada soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan doymuş sıvı buhar karışımı olarak buharlaştırıcıya girer ve ortamın ısını çekip buharlaştırıcıdan çıkarak doymuş buhar halinde kompresöre girer. Böylece soğutma çevrimi tamamlanmış olur.



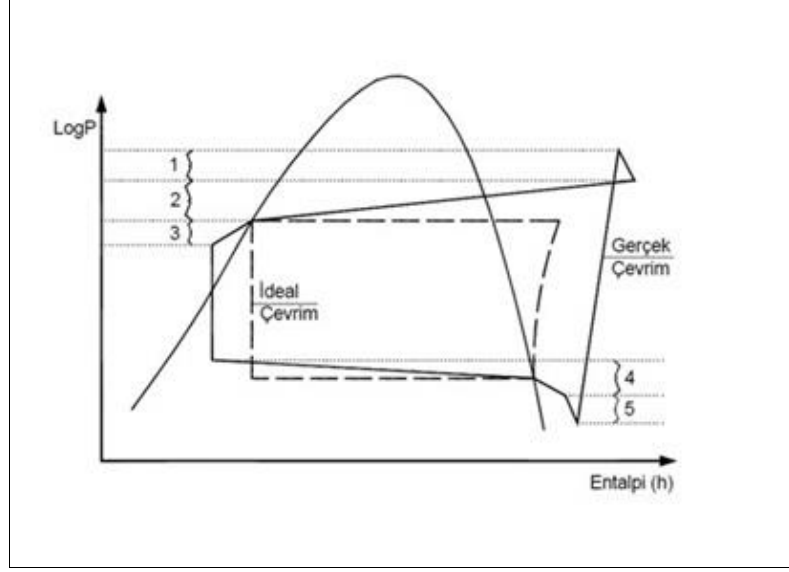
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin şematik gösterimi.

Şekil 3.1’de buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin şematik gösterimi verilmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gösterilmiş ve kompresörden sisteme verilen enerji belirtilmiştir.

İdeal bir soğutma çevriminde, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, kompresördeki işlemin tersinir ve adyabatik (izentropik) olarak gerçekleştiği kabul edilir. Genleşme valfindeki işlemin ise sabit entalpide olduğu, bu elemanlar arasındaki boru sistemlerinde herhangi bir basınç kaybı olmadığı ve boru sistemleri ile çevre arasında da bir ısı transferi olmadığı kabul edilir. Bahsedilen bu ideal çevrim gerçek çevrimlere referans olarak kullanılır. Termodinamik analiz sonucu en yüksek performansı ideal çevrim sağlar. Bu sebepten dolayı, her zaman gerçek çevrimlerde ideal çevrimin performansına yaklaşılmaya çalışılmalıdır.

Gerçek soğutma çevriminde sıkıştırma işlemi sırasında tersinmezlikler oluşmaktadır. Bu durum da entropi artışına neden olmaktadır. Meydana gelen bu tersinmezlikler, istenmeyen fiziksel değişimlerin sebebi, çevresel etkilerin sabit olmaması ve basınç kaybına sebep olan sistemde oluşan sürtünmelerdir. Oluşan sürtünmelerin en aza indirilmesi için yağlayıcı donanımlar soğutma sistemine eklenmelidir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin çalışma performanslarına etki eden faktörlerden önemli olan birkaçı şunlardır;

1. Yoğuşturucu olarak su soğutmalı ısı değiştiricisi kullanımı ile alt soğutma yapılarak performans artırılabilir.
2. Kompresör girişindeki buharın aşırı kızdırılması sistemin basıncına göre sistem performansında artıma ya da azalma meydana getirebilir.
3. Emme hattında basınç düşümü sonucu her durumda sistemin performansında negatif etki yapmakta olduğundan bu hattaki sürtünme ve kaçaklar mümkün olan en aza indirilmelidir.
4. Kompresör çıkışındaki basınç mümkün olduğunca düşük olmalıdır.



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırımlı gerçek soğutma sisteminin LogP – h diyagramı [36].

Şekil 3.2.'deki gerçek bir çevrim için verilen logP – h diyagramında gösterilen noktalar şunlardır:

- 1: Kompresör çıkış noktası,
- 2: Basma borusu ve yoğuşturucu,
- 3: Sıvı borusu,
- 4: Emme borusu ve buharlaştırıcı,
- 5: Kompresör giriş valfi [36].

Kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri, soğutucu akışkan kompresör girişinde kızgın buhar olacak şekilde tasarlanır. Bu şekilde yapılmasının amacı, soğutucu akışkanın kompresöre tamamen buhar olarak girmesini sağlamaktır. Kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki borunun genellikle uzun olmasından dolayı akış sürtünmelerinden kaynaklanan basınç kayıpları ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi, soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın duruma gelmesini sağlar. Ancak kompresör girişinde soğutucu akışkanın sıcaklığının yüksek olması kompresördeki işi artırır. Bu durumdan dolayı kompresör girişinde soğutucu akışkanın sıcaklığının doyma sıcaklığından çok yüksek olmaması dikkate alınmalıdır [37].

BÖLÜM 4

SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI

4.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutma uygulamalarında, buharlaşma ve yoğuşma, ısı transferi ile gerçekleşir. Isı geçişi ise, soğutucu akışkanlar aracılığı ile meydana gelir. Soğutma sisteminin tasarlanması, sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliklerine bağlıdır.

Soğutucu akışkanlardan, ısı iletimi ile doğrudan ilgisi olmayan diğer başka koşulları da sağlaması istenir. Çalışma koşullarında kimyasal kararlılık bunlardan en önemlisidir. Soğutucu akışkanın kolau bulunabilirliği, fiyatı, sistemdeki kompresör için yağlama yağları ve diğer bunların soğutma elemanları ile uyumu önem arz eden diğer durumlardır.

Soğutucu akışkan seçiminde, sistemin durumuna göre bu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerinin uygunluğu önemlidir. Bir soğutma sisteminde buharlaşmanın gerçekleştiği basıncın mümkün olan en yüksek, yoğuşmanın gerçekleştiği basıncın ise mümkün olan en düşük değerde olması istenir. Buharlaşma basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunun artmasına ve verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşılabilmesine neden olacaktır. Bunun yanında, sistem içine sızıntı yapabilecek havanın içindeki su buharının, soğuk bölgelerde katılarak sistemde oluşabilecek olumsuzluklar için gereklidir [37,38].

Soğutucu akışkanlar için önemle üzerinde durulması gereken diğer bir özellik ise bunların buharlaşma gizli ısılarıdır. Moleküler yapıları benzer ve kaynama noktaları birbirine çok yakın olan soğutucu akışkanların buharlaşma gizli ısıları da birbirinin

aynıdır. Kütlesel olarak analiz edildiğinde ise, soğutucu akışkanların buharlaşma gizli ısılarını geniş bir aralıkta değiştiği gözlemlenir [1].

Soğutucu akışkanlar Hidrokarbonlar (HCs) ve Halokarbonlar (CFCs, HCFCs ve HFCs) olmak üzere gruplandırılabilir.

4.2. SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI

CFC grubu soğutucu akışkanların üretiminin ve tüketiminin durdurulacak olması, bunların yerine kullanılmak için yeni soğutucu akışkan belirleme ihtiyacını doğurmuştur. Bu durumun bir sonucu olarak da ısı pompası ve soğutma sistemlerinde kullanılacak soğutucu akışkan olarak soğutucu akışkan karışımlarına yönelik çalışmalar artarak devam etmektedir. CFC'lerin yerine alternatif soğutucu akışkan olarak karışımlar önerilmektedir. Çünkü çevresel açıdan kabul edilebilir saf akışkan sayısı azdır ve bu akışkanlar farklı türdeki uygulamalar için istenen sıcaklık seviyelerine cevap verememektedirler. Genel olarak kullanılan R12, R22 ve R502 gibi halokarbon grubu soğutucu akışkanların yerine kullanılabilecek akışkanların belirlenmesi ve buna yönelik olarak özellikle alternatif olarak soğutucu akışkan karışımlarının incelenmesi yapılan çalışmaların en önemli noktasını oluşturmuştur.

Alternatif soğutucu akışkan karışımları belirlenirken dikkat edilecek en önemli nokta elde edilen karışımın özelliklerinin, yerine geçeceği saf akışkanın özelliklerine yakın olmasıdır. Karışımlarda genel olarak kullanılan beş farklı saf soğutucu akışkan bulunmaktadır. Bunlar HFC grubu akışkanları olan R32, R125, R134a, R143a ve R152a'dır.

Soğutucu akışkan karışımlarının iki büyük avantajı vardır;

1. Faz değişimi sırasında sıcaklık sabit kalmadığı için, sıcaklık aralığının oluşması,
2. Karışım oranının istenilen şekilde değiştirilebilmesidir [39].

Soğutucu akışkan karışımları Azeotropik ve zeotropik olarak iki kısma ayrılır.

4.2.1. Azeotropik Karışımlar

Bir azeotropik karışım, farklı özelliklere sahip, fakat tek madde gibi davranan iki soğutucu akışkandan meydana gelmektedir. Karışımı sağlayan bu iki maddenin damıtma ile birbirinden ayrılması mümkün değildir. Çünkü kaynama noktalarındaki sıcaklık farkı çok düşüktür. Bu tip karışımlarda sıcaklık aralığı oluşmaz ve hal değişimi sırasında bir noktada aynı buhar ve sıvı bileşimine sahiptir. Karışımları sadece belli bir oranda gerçekleşen azeotropik karışımlar saf soğutucu akışkan gibi davranır. En çok bilinen azeotropik soğutucu akışkan, 48.8% R22 ve 51.2% R115 içeren R502'dir. COP değeri R22'den yüksek olup ev tipi ve yiyecek soğutma sistemleri endüstrisinde kullanıldığında daha az atmosfer zehirlenmesi gerçekleşir. Bu karışımlara diğer birkaç örnek ise şunlardır: R500 (73.8% R12 + 26.2% R152a), R503 (59.9% R13 + 40.1% R23) ve R504 (48.2% R32 + 51.8% R115) [40].

4.2.2. Zeotropik Karışımlar

Zeotropik karışımlar, farklı uçuculuğa sahip birden fazla akışkanın meydana getirdiği karışımlardır. Soğutma sistemlerinde kullanıldığında yoğunlaşma ve buharlaşma süresince bileşimi değiştirilebilen karışımlardır. Zeotropik bir karışımda sabit basınçta hal değişimi sırasında sıcaklık sabit kalmamaktadır ve sıcaklık aralığı oluşmaktadır. Karışımda oluşan bu sıcaklık aralığı, bileşimde bulunan saf soğutucu akışkanların sahip olduğu buharlaşma sıcaklıklarının farklı olmasındandır.

Soğutma sistemlerinde, zeotropik karışımları kullanılması ile yapılan uygulamalar yirminci yüzyılın başlarından beri önerilmektedir. Bu zamandan başlamak üzere zeotropik karışımlar ve termodinamik özellikleriyle ilgili birçok bilimsel çalışma yapılmıştır. Özellikle ısı pompaları ve soğutma sistemleri üzerinde kullanımı konusunda yapılan çalışmalarda bu karışımların farklı oranlarda kullanılabildiği görülmüştür. 1970'lerdeki enerji krizlerinde ileri soğutma sistemleri üzerindeki araştırma ve geliştirme çalışmalarında zeotropik karışımlar daha cazip olarak görülmüştür [1] .

Bu karışımların kullanılması aşağıdaki avantajları sağlamıştır:

1. Enerji gelişimi ve tasarrufu,
2. Kapasite kontrolü, kapasite ve uygulama sınırları ile ilgili donanım bileşenlerine uyumluluğu sağlamaları

Geçmişten günümüze kadar bu konuyla ilgili yapılan çalışmalara bakıldığında, zeotropik karışımları oluşturan saf bileşenlerden R11, R12, R22 ve R114 soğutucu akışkanları yaygın olarak kullanıldığı görülür.

Soğutucu akışkan karışımları, çözelti şeklinde meydana gelir. Bunun anlamı mekanik ayırıştırma yöntemleriyle bileşenlere ayrılamamasıdır. Zeotropik karışımlar için en önemli konu faz değişimi sırasında sıcaklığın sabit kalmamasıdır. Sistemin ısı değiştiricisinde uygun donanım değişikliği yapılırsa, sıcaklığın sabit kalmaması sistemin veriminin artmasını sağlar. Diğer önemli bir husus da faz değişimi sırasında sıvı buhar yüzdelerinin farklı olmasıdır [40].

Karışımların en önemli faydası, Montreal Protokolü gereği üretimi ve tüketimine son verilecek olan CFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanların yerine kullanılacak olmasıdır. Bazı karışımlar mevcut ve yeni üretilecek sistemlerde kullanılmak üzere ticarileştirilmiştir. Söz konusu olan karışımların ozon tüketim potansiyelleri (ODP) yerine kullanılacak soğutucu akışkanlarınkine (R12, R22, R502) göre daha azdır.

BÖLÜM 5

TERMODİNAMİK ANALİZ

5.1. EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji kelimesi literatürde, belirlenen özel şartlarda faydalı iş yapabilme potansiyeli olarak tanımlanır. Ayrıca kullanılabilirlik ve kullanılabilir enerji olarak da adlandırılmaktadır. Bir başka deyişle bir başka enerji türüne tamamen dönüşebilen enerjiye ekserji denir. Enerjinin iş yapabilme yeteneği olmayan kısmı kayıp iş olarak tanımlanır. Bir sistemin belirlenen bir haldeki ekserjisi, sistemin özelliklerine olduğu kadar, çevrenin durumuna da bağlıdır. Bu yüzden, ekserji sadece sistemin bir özelliği olmayıp, sistem – çevre kombinasyonunun bir özelliğidir [1,41].

Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanununa dayanan, sistemlerdeki enerji transferi ve enerjinin korunmasını inceleyen bir yöntemdir. Bu yöntem kullanılarak elde edilen enerji dengesi; enerji kaybı, kullanılabilirliği ve kalitesi hakkında bilgi vermez. Ekserji analizi yönteminde ise, birinci kanun yeterli değildir. Bu yöntem, enerjinin miktarının yanı sıra kalitesiyle ilgili bilgi verir ve gerçek verim değerlerini bulmamızı sağlar. Bu nedenle ekserji analizi yöntemi sistemlerin optimizasyonu ve tasarımı için çok önemli bir yere sahiptir [39].

Ekserji metodu birinci ve ikinci kanunun birlikte uygulanmasına dayanmaktadır.

Ekserji analizi, enerjinin kullanılmayan kısmının belirlenmesine olanak sağlamaktadır [41].

Çizelge 5.1’de enerji ve ekserjinin uygulamadaki özellikleri ele alınarak karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.1. Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması [41].

Enerji	Ekserji
Enerji akışına bağlıdır, çevresel koşullardan bağımsızdır.	Enerji akışına ve çevresel etkenlere bağlıdır.
Çevre şartları ile dengede iken sıfırdan farklı değerlere sahiptir.	Çevre ile tam denge halinde iken ölü hal durumundadır ve sıfıra eşittir.
Birinci kanuna dayalı bütün proseslerde korunur.	Tersinir uygulamalarda korunur, gerçek uygulamalarda korunmaz.
Yok edilemez ve yoktan var edilemez.	Tersinir uygulamalarda yok edilemez veya yoktan var edilemez; fakat tersinmez uygulamalarda her zaman kayıplar oluşur.
Potansiyel enerji , kinetik enerji, iş vs gibi birçok şekilde ortaya çıkar ve ölçülebilir.	Birçok şekilde ortaya çıkar ve iş veya iş üretme temelli olarak ölçülebilir.
Sadece niceliğin bir ölçüsüdür.	Nicelik ve niteliğin bir ölçüsüdür.

5.2. TERSİNİRLİK VE TERSİNMEZLİK

Tersinirlik ve tersinmezlik kavramları termodinamik uygulamalar için son derece önemli bir yere sahiptir. Tersinirlik kavramı, sistem ve bulunduğu çevrenin bulunduğu halden ilk hal şartlarına çevrede herhangi bir etki bırakmaksızın geri dönebilmesidir. Bu kavram ideali temsil eder, ideal sisteme yakınlığı belirleme ve bir sistemin matematiksel olarak modellenmesine olanak sağlar. Çünkü gerçek şartlarda tersinir bir işlemin gerçekleşmesi mümkün değildir. Tersinmezlik ise, kullanılabilirliğin yok olması ve sistem – çevre kombinasyonunun, oluşan tersinmezlikler yüzünden bulunduğu halden ilk hal şartlarına dönememesini ifade eder. Söz konusu tersinmezliklere neden olan durumlar ise, sürtünme, ısı kaybı, elektriksel ve mekanik etkiler olarak söylenebilir. Diğer bir deyişle, gerçek bir sistemin sağladığı iş miktarı, ideal bir sistemin sağladığından azdır ve bu ikisi arasındaki fark da sistemin tersinmezlik değerini verir. Tersinmezliğe sebep olan durum ise evrendeki düzensizliğin (entropinin) sürekli artmasına sebep olur. Örneğin; bir soğutma sistemi için düşünülecek olursa, yoğunlaştırıcıdan atılan ısı, buharlaştırıcıdan çekilen ısıdan her zaman büyüktür ve bu durum da gerçek soğutma sisteminde entropinin sürekli arttığının göstergesidir [41].

BÖLÜM 6

TERMOEKONOMİK ANALİZ VE OPTİMİZASYON

6.1. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Daha önceki bölümlerde, ekserji; enerjinin iş yapabilen kısmı, kullanılabilirlik, faydalı enerji olarak, ekserji analizi de herhangi bir enerji sisteminin tasarım ve verimliliğinin termodinamik açıdan değerlendirilmesini sağlayan bir yöntem olarak tanımlanmıştı.

Bir enerji dönüşüm sisteminin ürün elde etme süreci ve bu süreç sonucunda ortaya çıkacak olan ürünlerin hacmini, satış fiyatlarını, kar oranlarını, sistemin çalıştırılması, bakım ve işletme işlemlerini belirleyen en önemli unsurlardan biri bu işlemlerin maliyetleridir.

Tsatsaronis, Gaggioli, Tribus ve El-Sayed gibi araştırmacılar ekserji kavramının yalnızca enerjinin termodinamik değerinin bir ölçüsü olmadığını, bununla birlikte bu enerjiyi kullananların enerjinin faydalı kısmı için bir bedel ödedikleri için enerjinin ekonomik değeri ile yakın bir ilişki içinde olduğunu belirtmişlerdir. Genel olarak sistemdeki tersinmezliklerin, elde edilen ürünün maliyetinin artışına sebep olacağı bilinen bir gerçektir. Bir ısı sistemde elde edilen ürünün enerjinin bir şekli olduğu düşünülürse bu durumda termodinamik açıdan oluşan tersinmezliklerin (verimsizliklerin) enerji dönüşümünde ve maliyetinde yapacağı etkiler önemli bir konuma gelmektedir [42].

Ekserji kayıplarının azaltılması, ısı sistemi termodinamik açıdan verimliliğinin artmasıyla beraber sistem maliyetinin ekonomik bakımdan daha iyi hale gelmesi demektir. Bunun anlamı, ekserji kayıplarının maliyeti, yani sisteme giren ve çıkan ekserjinin ekonomik bir değeri vardır. Bu nedenle, Valero vd., Gaggioli ve

El-Sayed, Tsatsaronis, Lozano ve Valero, Rosen ve Dinçer, vb. birçok araştırmacı, maliyetle ilişkilendirilebilecek en uygun termodinamik özelliğin enerji değil ekserji olduğunu kabul etmektedirler [42].

Literatürdeki çalışmalarda termoekonomi ve ekserji ekonomi kavramları genel olarak eş anlamlı kullanılmıştır. Bununla beraber, Sciubba tarafından termoekonomi ile ekserjiekonomi arasında şu şekilde ifade edilen bir ayrım söz konusudur: Termoekonomi ve ekserjiekonomi arasındaki fark, parasal üretim faktörlerinin arasındaki ilişkilerden kaynaklanmaktadır. Termoekonomi, ekserji cinsinden parasal üretim maliyet optimizasyonunu dikkate alırken, ekserjiekonomi parasal harcamaları eşdeğer ekserji akımlarına dönüştürmekte ve ekserji akımları ile çalışan bir optimizasyon uygulamaktadır.

Ekonomik analizle ekserji analizini birlikte kullanarak sistemlerin gerçek ürün maliyetlerinin tespit edilmesini sağlayan ekserjiekonomi; sistem ve proje yürütücüleri, mühendisler ve araştırma geliştirme çalışanları için faydalı ve uygulanabilir bir yöntemdir. Ekserjiekonomide; ısı sistemine çevre ortamıyla olan etkileşimi ve sistemde oluşan termodinamik verimsizliklerinin maliyetlerinin belirlenmesi için kullanılacak gerçek değerlerin ekserji kayıpları olduğu kabul edilir. Sistemlerin ilk yatırım maliyetleri, yakıt veya hammadde, enerji ihtiyaçları gibi birçok gider, sistemin tayin edilmiş bir çalışma ömrü çerçevesinde değerlendirilecek ürünlerin parasal maliyetleri bulunmuş olur [42].

Yukarıdaki bilgiler ışığında ortaya çıkan ve kullanılan “termoekonomi” kavramı ekserji analizi vasıtasıyla bir sistemin en düşük maliyetinin elde edilmesi anlamında kullanılmaktadır. Bu sebeple ekonomik açıdan en iyi sonuca ulaşmak için, ısı sisteminin yatırım ve işletme maliyetleri ekserji analizi ile birlikte ele alınmaktadır. Konuyla ilgili çalışmalar, literatürde, “Termoekonomi”, “İkinci Yasa Fiyatlandırması”, “Eksergoekonomi” gibi farklı isimler kullanılarak ifade edilmektedir. Tsatsaronis, 1984, tarafından ortaya sürülen “Eksergoekonomi” kavramı yaygın olarak birçok ülkede kullanılmaktadır ve termoekonomi ile eşdeğer tutulmaktadır.

Tsatsaronis, termoeconomik analizin amacını Şu Şekilde açıklamaktadır:

1. Bir enerji sisteminde gerçek termodinamik kayıpların yeri, büyüklüğü ve kaynağının belirlenmesi,
2. Ekserji kayıplarıyla iliŐkili olarak maliyetin hesaplanması,
3. Bir enerji sistemi için, tasarım aşamasında, yapılabilirlik ve optimizasyon çalışmalarının ve halihazırdaki bir sistem içinse yeni uygulama geliştirme çalışmalarının kolaylaŐtırılması,
4. Üretim yapılan iŐletmelerde, iŐletim ve bakım için ödenek ayrılmasına karar verilmesine yardımcı olmasıdır.

Termoeconominin bir başka tanımı, ekserji için bir fiyatın, yani ekonomik bir özelliğin uygulanması aracılığıyla, termodinamik analiz ve ekonomik analizin birleŐtirilmesidir. Yapılacak bir termoeconomik analizin en zor kısmı, ekserji kayıplarının neden olduğu işletme maliyetlerinin değerlendirilmesidir. Bunun anlamı sistemde oluşan tersinmezliklerin maliyetinin belirlenmesinin zor olduğudur. Termoeconomik analiz, genel anlamda, ekserji fiyatlandırması ve optimizasyon metotları olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Ekserji fiyatlandırması (ekserjetik maliyet) fiyatların belirlenmesi için uygun bir temele dayanan ve gerçek ürün maliyetlerinin belirlenmesi ii kullanılan bir yöntemdir. Bu kavram, üretim sürecinin termodinamik verimi için bir kıstastır. Optimizasyon metotları ise optimum tasarım ve işletme Şartlarının belirlenmesinde kullanılan ve genel olarak tek başına bir sistem için uygulanan yöntemlerdir. Bu metotlarda, ekserji kaybının ekonomik değeri, optimizasyon işleminin bir bölümünü oluŐturmaktadır [3].

6.2. TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYON

Termoeconomik analizin önemli bir kısmını optimizasyon işlemi oluŐturmaktadır. Bir sistemin ekserji kayıplarının azaltılması için, tasarımın termodinamik açıdan optimum hale gelmesi yeterli olmayabilir. Çünkü yapılan işlemler sistem toplam maliyetinin ekonomik olarak artmasına da neden olabilir. Bunun anlamı, sistemin termodinamik açıdan optimum hale gelmesi, ekonomik açıdan da optimum durumun oluŐmayabileceėidir.

Kotas, termoeconomik optimizasyonun amacını, ele alınan bir enerji sistemi için, yatırım maliyeti ve ekserji maliyetine dayanan giderler arasında, sistemde ortaya çıkacak ürünlerin minimum maliyetini verecek bir denge durumu olarak tanımlamaktadır. Termal sistemlerin karmaşıklığı nedeniyle, termoeconomik optimizasyonu uygulamanın zor olduğunu belirtmektedir. Kotas'a göre, Termoeconomik analiz, optimizasyon işleminin son evresi olarak aşağıdaki durumları incelemelidir:

1. En verimli sistem tasarımını elde etmek için, sistem bileşimi olarak bilinen termodinamik analiz prosedürü,
2. Verilen bir yatırım maliyeti için, sistem bileşenlerinden herhangi birinin verimini artırma amacıyla, sistem elemanlarının geometrik parametrelerinin termodinamik optimizasyonu [3].

Termoeconomik tasarım metodu, sistem bileşenlerindeki tersinmezliklerin bulunması ile başlamaktadır. Her bir sistem bileşeni için, tersinmezliklerin ölçüsünü belirleyen ekserji analizi yapılmaktadır.

6.2.1. Termoeconomik Optimizasyon Yöntemleri

Ekserji analizinin kullanıldığı ve genel anlamda kabul görmüş temel olarak iki farklı optimizasyon yöntemi vardır. Yapısal yöntem olarak bilinen yöntem, yapısal katsayılara ve tersinmezliklerin birim yerel birim maliyetlerinin hesaplanmasıyla bağlantılıdır. Diğer yöntem ise müstakil yöntemdir. Bu yöntemde, sistem elemanlarına giren ve çıkan ekserji akılarının, birim yerel fiyatlarının kullanılmasıyla uygulanan bir optimizasyon yöntemidir.

6.2.1.1. Yapısal Katsayı Yöntemi (C.E.B. ve C.S.B.)

Bu optimizasyon yönteminin amacı, seçilen bir sistem bileşeni için verilen bir sistemin minimum yıllık işletme maliyetine karşılık gelen yatırım maliyetinin yani, ürünün birim maliyetinin tespit edilmesidir.

Bu yöntemin doğası, sisteme giren ekserjinin sabit tekil birim fiyata sahip olmasını gerektirir. Bu durum, yakıt veya elektrik enerjisi gibi sabit nitelikte ve tekil formdaki ekserji girişinin optimizasyon için yeterli olacağı demektir. Buna alternatif olarak, giriş ekserjisi, birden fazla değişmez oranlardaki sabit ekserji formundan oluşabilir.

Yapısal optimizasyon yöntemi de iki farklı biçimde uygulanmaktadır. Bunlardan birincisi dışsal bağ katsayısı (C.E.B) olarak bilinen yöntemdir. Bu yöntem geniş ve karmaşık sistemlere, bu sistemlerin alt sistemlerinden başlayarak uygulandığında avantaj sağlayabilir.

İkinci yöntem ise yapısal bağ katsayısı (C.S.B) olarak adlandırılan yöntemdir ve bu çalışmada bu yöntemle optimizasyon yapılmıştır. Bununla ilgili ayrıntılı bilgi materyal ve yöntem bölümünde ayrıca verilecektir [3].

6.2.1.2. Müstakil Yöntem (Autonomous)

Bu yöntemde, lokal birim eksiklik maliyeti belirlenerek optimizasyon işlemi yapılır. Bu yöntemde, her eleman için sadece bir tane ayarlanabilir değişkenle optimizasyon yapılır [3].

BÖLÜM 7

MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminin modellenmesi ve optimizasyonu ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Termoeconomik olarak incelenecek ve optimizasyona tabi tutulacak soğutma sistemin kullanılan soğutucu akışkan karışımları daha önce yapılan bir çalışmadan faydalanılarak seçilmiştir [14]. Yapılan bu çalışmada R12, R22 ve R502 soğutucu akışkan karışımlarına alternatif olacak karışımlar elde edilmiştir. Bu analiz yapılırken ilk etapta karışımların kullanıldığı soğutma sistemleri termodinamik açıdan birinci ve ikinci kanuna göre analizi yapılmış ve daha sonra ayrıntılı olarak anlatılacak olan termoeconomik optimizasyona tabi tutulmuştur. Karışımların termodinamik özellikleri REFPROP 8.0 paket programından elde edilmiştir.

Teorik olarak analizi yapılan alternatif soğutucu akışkanların belirlenmesinde, sabit sıcaklığa ve sabit soğutma yüküne göre karşılaştırma yöntemleri kullanılmış ve R12, R22 ve R502 soğutucu akışkanlarının yerine kullanılabilecekleri gösterilmiştir. Sabit sıcaklığa dayalı karşılaştırmada, birim kütleli soğutucu akışkan ve karışımları için hesaplamalar yapılmıştır. Sabit soğutma yüküne dayalı karşılaştırmada ise, soğutucu akışkan ve karışımların kütleli debileri hesaplamalara dahil edilmiştir [1].

Yukarıda belirtilen yöntemler kullanılarak belirlenen soğutucu akışkan karışımları bu çalışmanın temelini oluşturmuş, bu karışımlar kullanılarak termoeconomik analiz yapılmıştır.

7.1. REFPROP YAZILIMI

National Institute of Standards and Technology (NIST) tarafından geliştirilmiş olan, Reference Properties (Referans Özellikleri) kelimelerinin kısaltmalarından oluşan

REFPROP yazılımı akışkanların termodinamik ve transport özelliklerini veren bir programdır. Mevcut durumda bulunan en doğru saf akışkan ve karışım modellerini baz almaktadır. Özellikle HFC karışımlarında Helmholtz Enerji Hal Denklemini, diğer karışımlarda ise karışıma uygun hal denklemlerini kullanmaktadır.

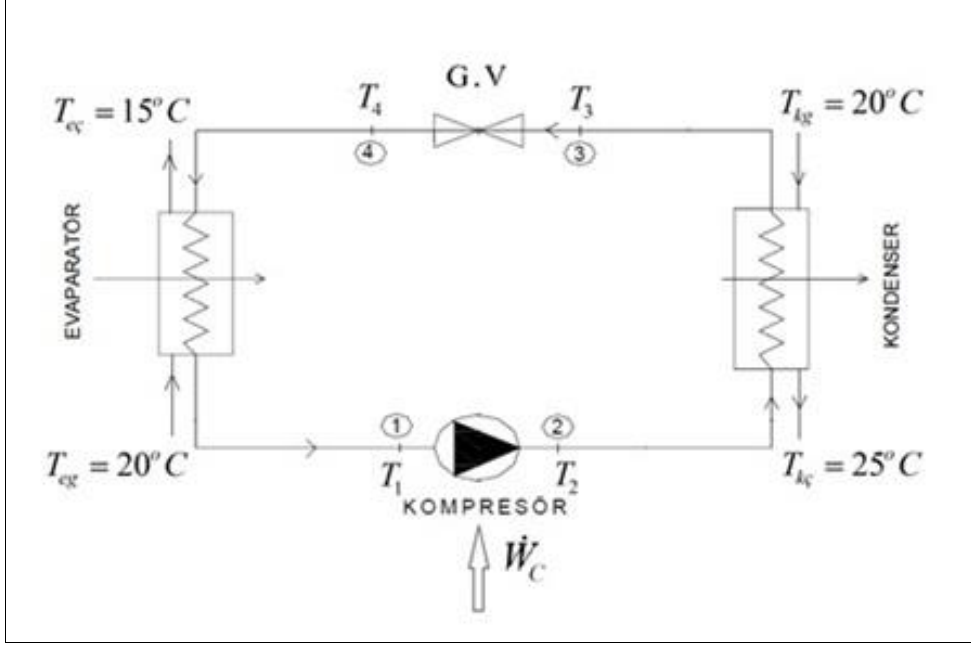
Program içerisinde bulunan saf akışkanların, karışımların ve kullanıcı tarafından belirlenen karışımların, termodinamik özellikleri elde edilebilmektedir. Yazılım içerisindeki akışkanlar arasından seçilecek karışımlar, kütleli veya molar oranlarda en fazla 5 akışkan içerebilir [43].

Doyma bölgesi, kızgın buhar bölgesi ve aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi için verilen özelliklere göre hesaplayacak alt programlar mevcuttur. Bu alt programlar vasıtasıyla bir soğutma sistemini teorik olarak modellemek mümkündür. Ayrıca REFPROP yazılımı ile T-s, P-h, P-x, T-x diyagramları da çizilebilmektedir. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı teorik olarak modellenen soğutma sistemlerinde istenilen noktalardaki termodinamik özellikleri bulabilmek için REFPROP yazılımı kullanılmıştır.

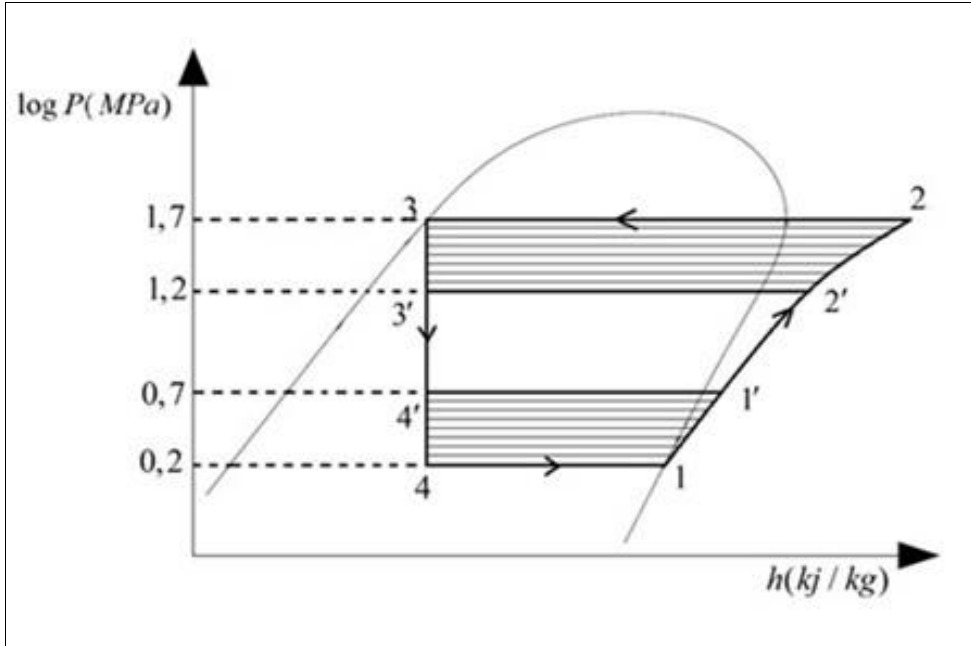
7.2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ ANALİZİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin nasıl çalıştığı, hangi özelliklere sahip olduğu ve performans özellikleriyle ilgili bilgiler bölüm 3'te ayrıntılı olarak verilmişti. Burada ise, bu çalışmaya temel oluşturan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile ilgili çalışma şartları ve sistemin analizi konusu anlatılacaktır.

Bu çalışmada buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun, çalışma akışkanı olarak kullanılan farklı soğutucu akışkan karışımları ile çalışması incelenecek ve bu durumun sistem performansına ve maliyete etkisi incelenerek buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için optimum sıcaklık ve basınç değerleri tespit edilecektir. Ayrıca belirlenen sıcaklık ve basınç aralığında her bir hal değişimi için Termodinamiğin 2. Kanunu'na göre sistem elemanlarının her birinin tersinmezlikleri incelenecektir. Kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için tersinmezlikler hesaplanacaktır.



Şekil 7.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi elemanlarının tesisat şeması.



Şekil 7.2. LogP – h diyagramı.

Şekil 7.1.'de tasarımı yapılan sistemin şematik gösterimi verilmiştir. Burada buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için giriş şartları şekil üzerinde verilmiştir. Şekil 7.2.'de ise sistemin çalışma aralıkları P – h diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

Kompresörde harcanan güç, ısıtma ve soğutma sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_c} \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (7.2)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (7.3)$$

Bu üç bağıntıya göre,

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_K - \dot{W}_c \quad (7.4)$$

(7.4) denklemi yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdan alınan ısı ile dışarıdan kompresöre harcanan gücün toplamı, sistemden uzaklaştırılan ısıya eşittir.

7.2.1. Sistem Çalışma Karakteristikleri

7.2.1.1. Soğutma Kapasitesi

Soğutma kapasitesi, Termodinamiğin 1. Kanununa göre, yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı miktarının, sisteme kompresör tarafından harcanan gücün farkına eşittir (denklem 7.4). Denkleme bakıldığında bunun buharlaştırıcı tarafından çekilen ısıya eşit olduğu görülür ki bu da zaten ortamın soğutulması için gerekli ısıdır.

7.2.1.2 Soğutma Tesir Katsayısı (COP)

Soğutma sistemleri için verimin bir göstergesi olan soğutma tesir katsayısı (COP), soğutulmak istenen bölgeden buharlaştırıcının çektiği ısı enerjisinin, kompresörde yapılan işe oranıdır [44].

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{1}{\frac{Q_K}{Q_E} - 1} \quad (7.5)$$

(7.5) denklemi uygun şekilde düzenlendiğinde,

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (7.6)$$

denklemi elde edilir. Birinci Kanun Analizi bölümünde bu denklem kullanılarak modellenen sistemlerin *COP* değerleri bulunacaktır. Ayrıca tersinir bir soğutma çevriminde, ki bu ideal bir çevrimdir, termodinamiğin 2. Kanununa göre *COP* değeri şu şekilde yazılabilir:

$$COP_{ter} = \frac{Q_D}{W} = \frac{Q_D}{Q_Y - Q_D} \quad (7.7)$$

Yüksek ve düşük ısı kaynakları arasında çalışan tersinir soğutma makineleri ve ısı pompaları için sahip oldukları enerji sıcaklıklar ile belirlenmektedir. Verimleri ve performansları sıcaklıklarının fonksiyonudur [44].

$$\begin{aligned} \eta_{ter} &= f(T_Y, T_D) \\ \frac{Q_Y}{Q_D} &= f(T_Y, T_D) \end{aligned} \quad (7.8)$$

Bu durumda soğutma tesir katsayısı tersinir ideal çevrimler için şöyle yazılabilir:

$$COP_{ter} = \frac{T_D}{T_Y - T_D} \quad (7.9)$$

Bu ifade ayrıca şu şekilde de yazılabilir;

$$COP_{ter} \leq \frac{1}{\frac{T_Y}{T_D} - 1} \quad (7.10)$$

Bu ifadede,

T_Y : Yüksek ısı kaynağının sıcaklığı (K)

T_D : Düşük ısı kaynağının sıcaklığı (K).

(7.10) denkleminde anlaşılabacağı üzere, soğutma çevriminde sistemin soğutma tesir katsayısının en yüksek değerde olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkının çok az olması gerekir. Yani T_Y ve T_D birbirine ne kadar çok yakın ise, COP o oranda büyür. Aksi durumda ise COP küçülmektedir.

7.2.2. Soğutma Verimi

Bir soğutma sisteminin verimi en fazla, iki ısı kaynağı arasında çalışan tersinir bir Carnot makinesinin verimi kadar olabilir. Gerçek çevrimlerde kayıplar söz konusu olduğundan dolayı soğutma verimi değerleri olarak, Carnot verimine yakın değerler elde edilmeye çalışılır.

7.3. SİSTEM İÇİN YAPILAN KABULLER

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemini meydana getiren elemanlar ve soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilmiştir. Belirlenen soğutucu akışkanlar, E. Arcaklıoğlu vd. 'nin yayınladığı makalede yapılan çalışmalar temel alınarak belirlenmiştir [14].

1. Buharlaştırıcı olarak, iç içe borudan meydana gelen paralel zıt yönlü bir ısı değiştiricisi,
2. Yoğuşturucu olarak, iç içe borudan meydana gelen paralel zıt yönlü bir ısı değiştiricisi,
3. Kompresör olarak, pistonlu kompresör,
4. Genleşme valfi olarak, termostatik genleşme valfi,
5. Soğutucu akışkanlar olarak; R32/R134a (20/80), R600a/R134a (80/20), R290/R134a (90/10), R152a/R134a (90/10), R125/R143a (10/90), R32/R125 (80/20); R32/R125/R143a (20/10/70), R125/R143a/R290 (10/85/5),

R125/R143a/R134a (15/75/10), R32/R125/R134a (15/5/80) kullanılmıştır [28].

Ayrıca soğutma çevrimi ile ilgili olarak yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

1. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör boru hattındaki basınç düşümleri ihmal edilmiştir.
2. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki hal değişimleri sabit basınç altında meydana gelmektedir.
3. Soğutucu akışkan kompresörde adyabatik olarak sıkıştırılmaktadır.
4. Sistemde bulunan soğutucu akışkanın debisi sabittir.
5. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kompresör ve boru hatlarında dış ortamla ısı alış verışı yoktur.
6. Soğutucu akışkan genişleme valfinde sabit entalpi ile genişlerken basınç ve sıcaklığı, buharlaştırıcı basınç ve sıcaklığına düşürülmektedir.
7. Yoğuşturucudan dış ortama ısı transferi yoktur ve bu ısının tamamı soğutma suyu tarafından alınmaktadır.
8. Buharlaştırıcıdan dış ortama ısı kaybı veya dış ortamdan ısı kazancı olmayıp buharlaştırıcı ısıyı tamamen ısıtma suyundan almaktadır.

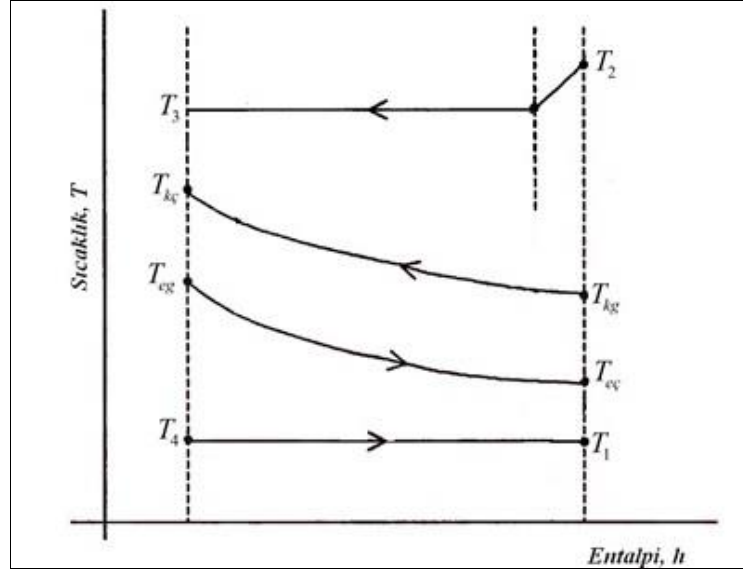


Şekil 7.3. Tek kompresörlü sistem için paralel iç içe borulu su soğutmalı buharlaştırıcı.

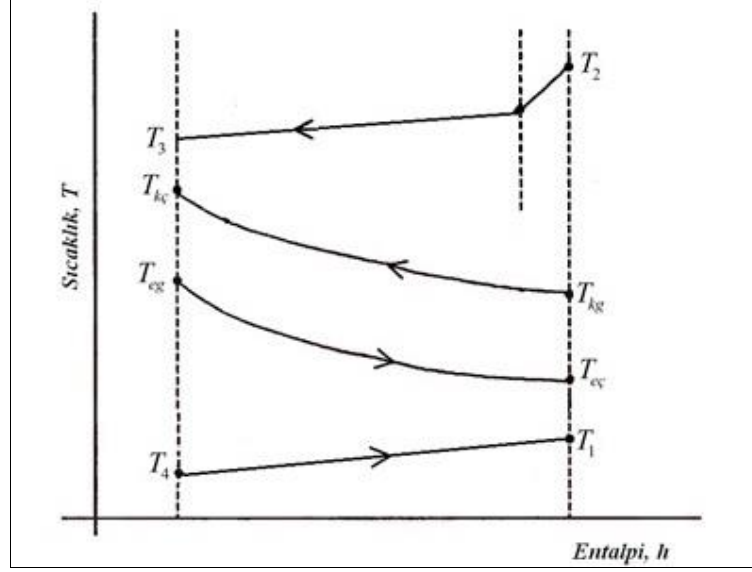


Şekil 7.4. Paralel iç içe borulu su soğutmalı yoğuşturucu.

Şekil 7.3. ve 7.4. tasarımı yapılan soğutma sisteminde kullanılması öngörülen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu tipleri gösterilmiştir. İ-Cold firmasının aktif olarak üretimini yaptığı bu ısı değiştiricilerinin çalışma özellikleri ve fiyat bilgileri de bu firmadan alınmıştır [47].



Şekil 7.5. Saf soğutucu akışkanlar için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık profilleri.



Şekil 7.6. Soğutucu akışkan karışımları için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık profilleri.

Şekil 7.5. ve 7.6.'da, soğutma sisteminde saf soğutucu akışkan ve soğutucu akışkan karışımların sıcaklık profilleri arasındaki fark gösterilmiştir.

Optimizasyonu yapılacak olan soğutma sisteminde, buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan sıcaklık değişimleri ile ısıtma suyu arasındaki sıcaklık değişimleri ve yoğuşturucudaki soğutucu akışkan sıcaklık değişimleri ile soğutma suyu arasındaki sıcaklık değişimleri şekil 7.6.'da gösterilmiştir.

7.4. SİSTEM İÇİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Ekserji kavramından daha önceki bölümlerde bahsedilmiştir. İkinci kanun analizi yapılırken sistemdeki elemanların her birinin ekserji değerlerinin bulunması gerekir. Birinci kanuna göre eşit soğutma tesir katsayısına sahip iki soğutma sisteminin bu değerlerinin eşit olmasına rağmen, diğer özellikleri farklılık göstermektedir. Örneğin, farklı sıcaklık, basınç, alan ve etkenlik değerine sahip ısı değiştiriciler (yoğuşturucu, buharlaştırıcı), farklı verimlere sahip kompresörler mevcuttur. Bu farklılıklar ancak 2. Kanun analizi yapılarak tespit edilir. Bunun sağlanması da sistemdeki elemanların tersinmezlik değerlerinin belirlenmesiyle gerçekleşir.

Şekil 7.1’de termoekonomik optimizasyonu yapılacak olan soğutma sistemi şematik olarak gösterilmişti. Burada buharlaştırıcı ve yoğuşturucu optimize edilecektir. Buna göre ele alınan soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın ekserjisi özgül değerler kullanılarak şu şekilde yazılabilir:

$$e_x = (h - T_0 s) + \frac{v^2}{2} + gz - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.11)$$

Yalıtılmış ve sabit bir sistem olduğu kabul edilerek, (7.11) denkleminde potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edilirse,

$$e_x = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.12)$$

denklemini elde edilir. Toplam ekserji ise,

$$\dot{E}_x = \dot{m}_R e_x \quad (7.13)$$

Bu denklemlerde belirtilen,

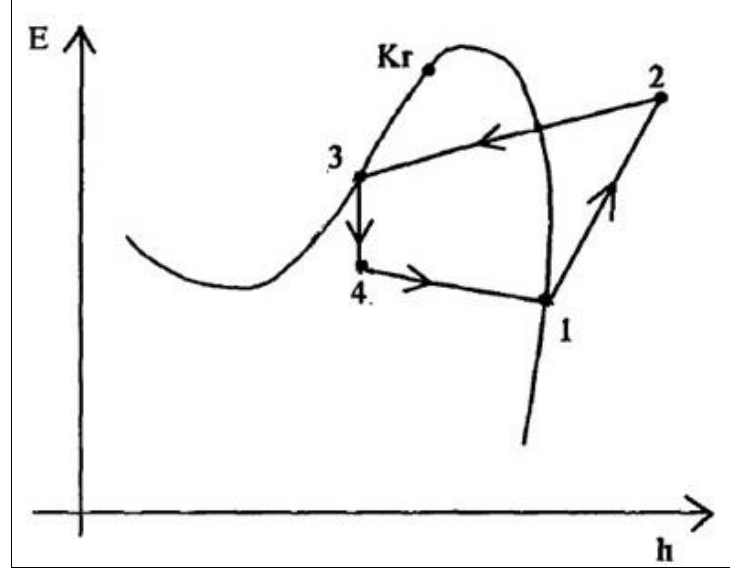
h_0 : Soğutucu akışkanın çevre şartlarındaki entalpisi (kJ/kg),,

T_0 : Çevre sıcaklığı (K),

s_0 : Soğutucu akışkanın çevre şartlarındaki entropisi (kJ/kgK),

e_x : Özgül ekserji (kJ/kg),

\dot{E}_x : Toplam ekserjidir (kW).



Şekil 7.7. Soğutma çevriminde ekserji – entalpi diyagramı [20].

Şekil 7.7.'de, ele alınan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi için ekserjinin entalpiye göre nasıl değiştiği gösterilmiştir. Buharlaştırıcıda entalpi değeri arttıkça ekserji azalmakta, yoğuşturucuda ise entalpi değeri ile ekserji değeri doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu durum, buharlaştırıcının sistemin tersinmezliğini arttırıcı, yoğuşturucunun ise azaltıcı etki yaptığının göstergesidir.

Soğutma sistemindeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekmektedir.

$$\dot{W} = \Sigma(\dot{E}_Q) + \Sigma(\dot{m}_R e_x)_{giren} - \Sigma(\dot{m}_R e_x)_{çikan} - T_0 \dot{s}_{üretim} \quad (7.14)$$

Bu denklemde belirtilen,

\dot{W} : Kullanılabilir iş (kW),

$\Sigma(\dot{E}_Q)$: Isı transferi ile eşleşen ekserji transferi (kW),

$\Sigma(\dot{m}_R e_x)_{giren}$: Kütle akışı yoluyla giren ekserji miktarı (kW),

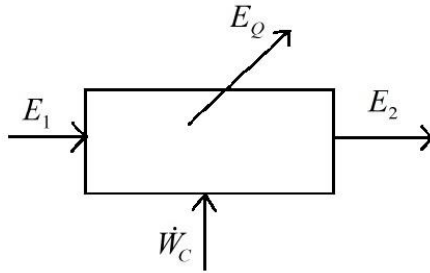
$\Sigma(\dot{m}_R e_x)_{çikan}$: Kütle akışı yoluyla çıkan ekserji miktarı (kW),

$T_0 \dot{s}_{üretim}$: Entropi üretimidir (kW).

(7.14) denklemi kullanılarak soğutma sistemindeki tüm elemanların tersinmezlikleri hesaplanabilir.

7.4.1. Sistem Elemanlarının Ekserji ve Tersinmezliklerinin Hesaplanması

7.4.1.1. Kompresör Hesabı



$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R$ ile (7.14) denklemi birlikte kullanılarak kompresördeki tersinmezlik değeri hesaplanır.

$$\dot{m}_R e_{x_1} + \dot{W}_C = \dot{E}_Q + \dot{m}_R e_{x_2} + \dot{I}_C \quad (7.15)$$

Sistem yalıtılmış olarak kabul edilip, kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmiştir. Bu yüzden, $\dot{E}_Q = 0$ alınmıştır. Sistemin bütününde her bir elemanın giriş ve çıkış noktalarındaki özgül ekserji değerleri hesaplanırken (7.12) denkleminde yararlanılır.

$$e_{x_1} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.16)$$

$$e_{x_2} = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.17)$$

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_R (h_2 - h_1)}{\eta_C} \quad (7.18)$$

(7.16), (7.17) ve (7.18) denklemleri (7.15) denkleminde yerine konursa, (7.19) denklemi elde edilir.

$$\dot{I}_C = \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_1) \quad (7.19)$$

Hesaplanan (7.19) denklemi kompresördeki tersinmezlik miktarını vermektedir.

Burada denklemlerde verilen,

e_{x_1} : Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg),

e_{x_2} : Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg),

\dot{W}_C : Kompresörde harcanan güç (kW),

\dot{I}_C : Kompresörün tersinmezlik ($T_0 \dot{s}_{\text{üretim}}$) miktarıdır (kW).

7.4.1.2. Genleşme Valfi Hesabı

Genleşme valfinde, giriş ve çıkıştaki ekserjilerin farkı tersinmezliği verir.

$$\dot{m}_R e_{x_3} = \dot{m}_R e_{x_4} + \dot{I}_{G.V.} \quad (7.20)$$

$$e_{x_3} = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.21)$$

$$e_{x_4} = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.22)$$

(7.21) ve (7.22) denklemleri (7.20) denkleminde yerlerine yazılırsa, (7.23) denklemi elde edilir.

$$\dot{I}_{G.V.} = \dot{m}_R T_0 (s_4 - s_3) \quad (7.23)$$

(7.23) denklemi, genleşme valfindeki tersinmezlik miktarını verir.

Bu denklemlerde verilen,

e_{x_3} : Genleşme valfinin girişindeki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg)

e_{x_4} : Genleşme valfinin çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg)

$\dot{I}_{G.V.}$: Genleşme valfindeki tersinmezlik miktarıdır (kW).

7.4.1.3. Yoğuşturucu Hesabı

Yoğuşturucudaki tersinmezlik miktarı, yoğuşturucuya giren ve çıkan soğutucu akışkanın özgül ekserjilerin farkı ile yoğuşturucuya giren ve çıkan soğutma suyunun ekserjileri farkı ile ortak hesaplanarak elde edilir.

$$\dot{m}_R e_{x_2} + \dot{m}_k e_{x_{kg}} = \dot{m}_R e_{x_3} + \dot{m}_k e_{x_{kç}} + \dot{I}_K \quad (7.24)$$

$$e_{x_3} = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.25)$$

$$e_{x_{kg}} = (h_{kg} - T_0 s_{kg}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.26)$$

$$e_{x_{kç}} = (h_{kç} - T_0 s_{kç}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.27)$$

(7.17), (7.25), (7.26) ve (7.27) denklemleri (7.24) denkleminde yerlerine yazılırsa, (7.28) denklemi elde edilir.

$$\dot{I}_K = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{kç} - s_{kg}) - \dot{m}_R (s_2 - s_3) \right] \quad (7.28)$$

(7.28) denklemi yoğuşturucudaki toplam tersinmezliği verir.

Bu denklemlerde belirtilen,

e_{x_3} : Yoğuşturucunun çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg),

- $e_{x_{kg}}$: Yoğuşturucunun girişindeki soğutma suyunun özgül ekserjisi (kJ/kg),
 $e_{x_{kç}}$: Yoğuşturucunun çıkışındaki soğutma suyunun özgül ekserjisi (kJ/kg),
 s_{kg} : Yoğuşturucunun girişindeki soğutma suyunun entropisi (kJ/kgK),
 $s_{kç}$: Yoğuşturucunun çıkışındaki soğutma suyunun entropisi (kJ/kgK),
 \dot{I}_K : Yoğuşturucudaki tersinmezlik miktarıdır (kW).

7.4.1.4. Buharlaştırıcı Hesabı

Buharlaştırıcıdaki tersinmezlik miktarı, buharlaştırıcıya giren ve çıkan soğutucu akışkanın özgül ekserjilerinin farkı ile giren ve sıcak ısıtma suyunun özgül ekserjileri farkının birlikte hesaplanması ile elde edilir.

$$\dot{m}_R e_{x_4} + \dot{m}_e e_{x_{eg}} = \dot{m}_R e_{x_1} + \dot{m}_e e_{x_{eç}} + \dot{I}_E \quad (7.29)$$

$$e_{x_1} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.30)$$

$$e_{x_{eg}} = (h_{eg} - T_0 s_{eg}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.31)$$

$$e_{x_{eç}} = (h_{eç} - T_0 s_{eç}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7.32)$$

(7.22), (7.30), (7.31) ve (7.32) denklemleri, (7.29) denkleminde yerine yazılırsa, (7.33) denklemi elde edilir.

$$\dot{I}_E = T_0 \left[\dot{m}_e (s_{eç} - s_{eg}) - \dot{m}_R (s_4 - s_1) \right] \quad (7.33)$$

(7.33) denklemi buharlaştırıcıdaki toplam tersinmezliği verir.

Bu denklemlerde belirtilen,

- e_{x_1} : Buharlaştırıcının çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül ekserjisi (kJ/kg),

- $e_{x_{eg}}$: Buharlaştırıcının girişindeki ısıtma suyunun özgül ekserjisi (kJ/kg),
- $e_{x_{eç}}$: Buharlaştırıcı çıkışındaki ısıtma suyunun özgül ekserjisi (kJ/kg),
- s_{eg} : Buharlaştırıcı girişindeki ısıtma suyunun entropisi (kJ/kgK),
- $s_{eç}$: Buharlaştırıcı çıkışındaki ısıtma suyunun entropisi (kJ/kgK),
- \dot{I}_E : Buharlaştırıcının tersinmezlik miktarıdır(kW).

7.4.1.5. Sistemin Toplam Tersinmezliği

Soğutma sisteminin toplam tersinmezliği bulunurken daha önceden her bir eleman için bulunan tersinmezlik değerlerinin toplamı hesaplanır. Yani,

$$\dot{I}_{Top} = \sum I_{SistemElemanlari} \text{ olarak yazılır.}$$

$$\dot{I}_{Top} = \dot{I}_C + \dot{I}_{G.V.} + \dot{I}_K + \dot{I}_E \quad (7.34)$$

(7.34) denkleminde, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezliklerini veren (7.19), (7.23), (7.29) ve (7.33) denklemleri yazılırsa, sistemin toplam tersinmezliğini veren (7.35) denklemi elde edilir.

$$\dot{I}_{Top} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{kç} - s_{kg}) + \dot{m}_e (s_{eç} - s_{eg}) \right] \quad (7.35)$$

$$s_{ç} - s_g = c_p \ln \frac{T_{ç}}{T_g} \quad (7.36)$$

Sistemde bulunan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı birer ısı değiştiricidir. Bu çalışmada ısı değiştiricilerini inceleme yöntemlerinden olan etkenlik katsayısı yöntemi kullanılacaktır. Sistemin toplam tersinmezliği de ısı değiştiricilerin etkenlik katsayısı kullanılarak ifade edilecektir.

Bir ısı değiştiricisinde etkenlik tanımı yapmadan önce bu ısı değiştiricisi için, Q_{max} , olabilecek en fazla ısı geçişi bulunmalıdır. Bu ısı geçişi, ilke olarak sonsuz aralıktaki

ters akışlı bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişi olarak alınır. Böyle bir ısı değiştiricisinde akışkanlardan biri, mümkün olabilen en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirecektir [45].

Bir ısı değiştiricisinde, çevreye ısı kaybı yoksa, kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilmesi durumunda enerji korunumu şu şekilde yazılır:

$$\dot{q} = \dot{m}_{sl} (h_{sl,g} - h_{sl,\zeta}) \quad (7.37)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_{so} (h_{so,g} - h_{so,\zeta}) \quad (7.38)$$

Bu denklemlerde belirtilen,

\dot{m}_{sl} : Belirtilen ısı değiştiricisindeki sıcak akışkan debisi (kg/s)

$h_{sl,g}$: Belirtilen ısı değiştiricisine giren sıcak akışkanın özgül entalpisi (kJ/kg)

$h_{sl,\zeta}$: Belirtilen ısı değiştiricisinden çıkan sıcak akışkanın özgül entalpisi (kJ/kg)

\dot{m}_{so} : Belirtilen ısı değiştiricisindeki soğuk akışkan debisi (kg/s)

$h_{so,g}$: Belirtilen ısı değiştiricisine giren soğuk akışkanın özgül entalpisi (kJ/kg)

$h_{so,\zeta}$: Belirtilen ısı değiştiricisinden çıkan soğuk akışkanın özgül entalpisi (kJ/kg)

Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa ve özgül ısıları sabit kabul edilirse, bu denklemler yerine,

$$\dot{q} = \dot{m}_{sl} c_{p,sl} (T_{sl,g} - T_{sl,\zeta}) \quad (7.39)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_{so} c_{p,so} (T_{so,\zeta} - T_{so,g}) \quad (7.40)$$

denklemleri yazılabilir. Buradaki sıcaklıklar belirli konumlardaki ortalama sıcaklıklar göstermektedirler.

Buradan yola çıkarak etkenlik yöntemiyle ısı değıştiricisi analizi yapılır. Etkenlik (ε), herhangi bir ısı değıştiricisinde gerçekleşen ısı geçişinin, mümkün olabilecek maksimum ısı geçişine oranı şeklinde tanımlanmaktadır [45].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (7.41)$$

$C_{so} < C_{st}$ ise,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{so} (T_{st,g} - T_{st,\zeta}) \quad (7.42)$$

$C_{so} < C_{st}$ ise,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{st} (T_{st,g} - T_{st,\zeta}) \quad (7.43)$$

Bu ifadelerden de anlaşılacağı üzere \dot{Q}_{\max} değeri genel olarak şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{st,g} - T_{st,\zeta}) \quad (7.44)$$

Bu denklemler bu sistemdeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için yazıldığında aşağıdaki ifadeler elde edilir.

Burada yoğuşturucu ısı değıştiricisine giren akışkanlardan sıcak olan, soğutucu akışkan olduğu için hesaplamalarda soğutucu akışkanın C değeri kullanılmıştır.

$$C_{K,su} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \quad (7.45)$$

$$C_{K,ref} = C_{K,su} \left[\frac{T_3 - T_{kg}}{T_2 - T_{k\zeta}} \right] \quad (7.46)$$

$$\dot{Q}_K = \varepsilon_K \dot{Q}_{\max} = \varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kg}) \quad (7.47)$$

Burada ise yoğuşturucu ısı değiştiricisine giren akışkanlardan sıcak olan, ısıtma suyu olduğu için hesaplamalarda ısıtma suyunun C değeri kullanılmıştır.

$$C_{E,su} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \quad (7.48)$$

$$C_{E,ref} = C_{E,su} \left[\frac{T_{eg} - T_1}{T_{eç} - T_4} \right] \quad (7.49)$$

$$\dot{Q}_E = \varepsilon_E \dot{Q}_{\max} = \varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4) \quad (7.50)$$

(7.47) ve (7.50) denklemleri kullanılarak yoğuşturucudaki soğutma suyunun ve buharlaştırıcudaki ısıtma suyunun debileri şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{m}_k = \frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kç})}{c_{p,su} (T_{kç} - T_{kg})} \quad (7.51)$$

$$\dot{m}_e = \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{c_{p,su} (T_{eç} - T_{eg})} \quad (7.52)$$

Yazılan bu denklemler (7.35) denkleminde yerine yazılırsa ve gerekli düzenlemeler yapılırsa toplam tersinmezlik ifadesi, denklem (7.53) olarak elde edilir.

$$\dot{I}_{Top} = T_0 \left[\frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kç})}{c_{p,su} (T_{kç} - T_{kg})} c_{p,su} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} + \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{c_{p,su} (T_{eç} - T_{eg})} c_{p,su} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right] \quad (7.53)$$

$$\frac{\dot{I}_{Top}}{T_0} = \left[\frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kç})}{(T_{kç} - T_{kg})} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} + \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{(T_{eç} - T_{eg})} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right] \quad (7.54)$$

(7.54) denklemi gerekli düzenlemeler yapılarak bulunan ve sistemin toplam tersinmezliğini veren denklemdir.

Bu çalışmada ele alınan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde optimizasyon şartları ve giriş verileri aşağıda verilmiştir:

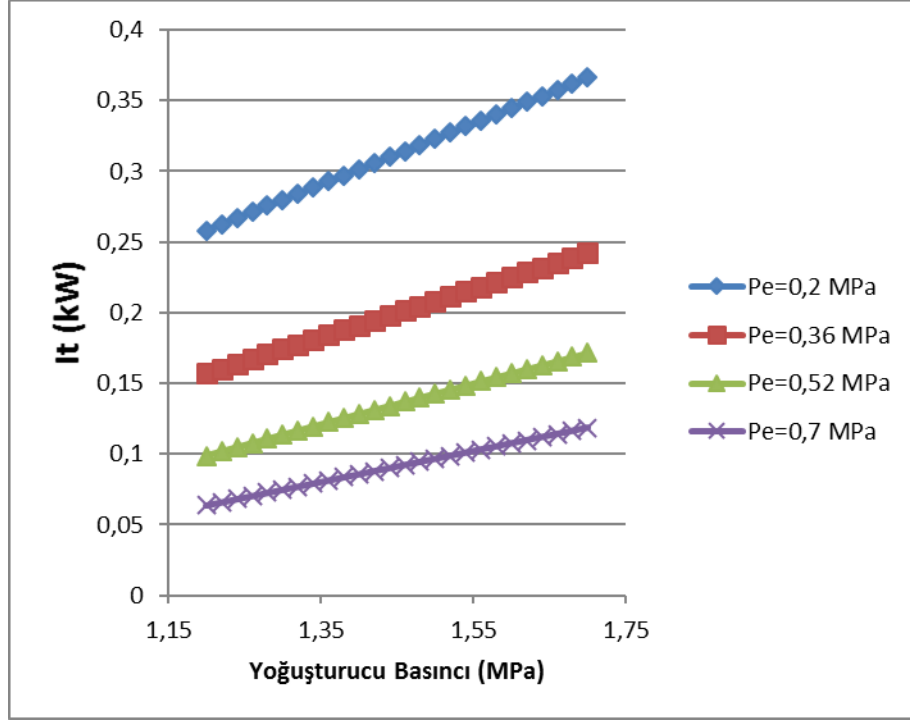
1. Sistemin soğutma kapasitesi, $\dot{Q}_E=1$ kW'dır ve sabittir.
2. Yoğuşturucu sıcaklığı, her bir soğutucu akışkan karışımı için $P_K=1.2$ MPa – 1.7 MPa arasındaki değişken basınçlara denk gelen sıcaklık değerleridir ve parametre olarak kullanılmaktadır.
3. Buharlaştırıcı sıcaklığı, her bir soğutucu akışkan karışımı için $P_E=0.2$ MPa – 0.7 MPa arasındaki değişken basınçlara denk gelen sıcaklık değerleridir ve parametre olarak kullanılmaktadır.
4. Kompresör verimi, $\eta_C=0.8 - 0.9$ arasında değişmekte ve parametre olarak kullanılmaktadır.
5. Yoğuşturucu soğutma suyu ve buharlaştırıcı ısıtma suyu için, $c_{p,su}=4.181$ olarak alınmıştır ve sabittir.
6. Yoğuşturucu soğutma suyu giriş sıcaklığı $T_{kg}= 20^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
7. Buharlaştırıcı ısıtma suyu giriş sıcaklığı $T_{eg}= 20^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
8. Yoğuşturucu soğutma suyu çıkış sıcaklığı $T_{kç}= 25^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
9. Buharlaştırıcı ısıtma suyu çıkış sıcaklığı $T_{eç}= 15^\circ\text{C}$ 'dir ve sabittir.
10. Sistemdeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı değiştiricileri iç içe borulu ve paralel zıt yönlü akımlı ısı değiştiricilerdir.
11. Tüm hesaplamalar çalışma akışkanı olarak seçilen soğutucu akışkan karışımları, R32/R134a (20/80), R600a/R134a (80/20), R290/R134a (90/10), R152a/R134a (90/10), R125/R143a (10/90), R32/R125 (80/20); R32/R125/R143a (20/10/70), R125/R143a/R290 (10/85/5), R125/R143a/R134a (15/75/10), R32/R125/R134a (15/5/80) için ayrı ayrı yapılmıştır.

Şekil 7.8. – Şekil 7.67. arasında, çalışma akışkanı olarak kullanılan her bir soğutucu akışkan karışım için buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarına göre toplam

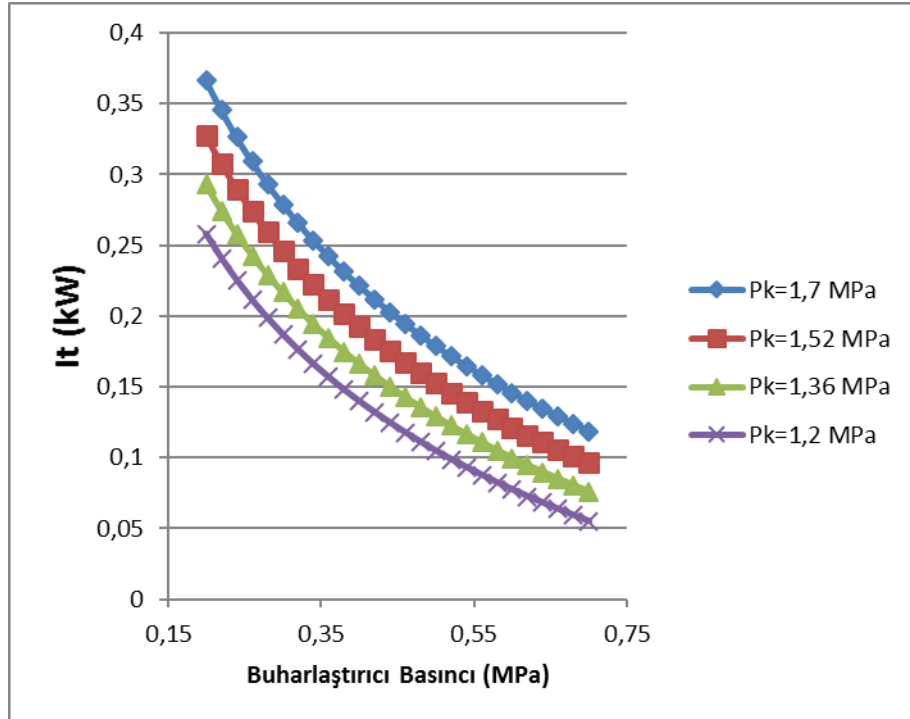
tersinmezlik ve ısı değiştircilerinin etkenlik katsayılarının değişimi grafiksel olarak ifade edilmiştir. Bunların yanında buharlaştırıcı ve yoğuşturucuların etkenlik katsayıları ile toplam tersinmezlik arasındaki ilişki grafiksel olarak gösterilmiştir. Bu grafiklerden de anlaşılacağı üzere etkenlik katsayısı ile tersinmezlik arasında bir ters orantı mevcuttur. Bunun nedeni ısı değiştircilerin etkenlik katsayılarının, kendi içinde zaten verimin bir göstergesi olmasıdır. Ayrıca buharlaştırıcı basıncının artması toplam tersinmezliği azaltıcı bir etki yaparken, yoğuşturucu için bu durum tam tersi şeklinde gerçekleşir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basıncalarının etkenlik katsayılarına göre değişim grafiklerine bakıldığında ise, yoğuşturucu basıncının artması etkenliğin artmasına, buharlaştırıcı basıncının artması ise etkenliğin azalmasına neden olmaktadır. Bu durum da yine tersinmezlik ile etkenlik arasındaki değişime paralellik göstermektedir.

Burada yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ısı değiştircileri için soğutma suyu ve ısıtma suyu giriş sıcaklıkları aynı alınmıştır. Bunun sonucunda aynı giriş şartlarında hangi soğutucu akışkan karışımın sistem için daha verimli olduğuna karar verilebilmektedir. Örneğin aynı giriş şartlarında en dşuk tersinmezlik, şekil 7.38’de görüldüğü üzere R32/R125 (80/20) soğutucu akışkan karışımın kullanıldığı sistemde gerçekleşmiştir. Yani sistem düzensizliği minimumdur. Aynı şekilde, tersinmezlik miktarının en fazla olduğu sistem şekil 7.14’de görüldüğü üzere, R600a/R134a (80/20) soğutucu akışkan karışımların kullanıldığı sistemdir.

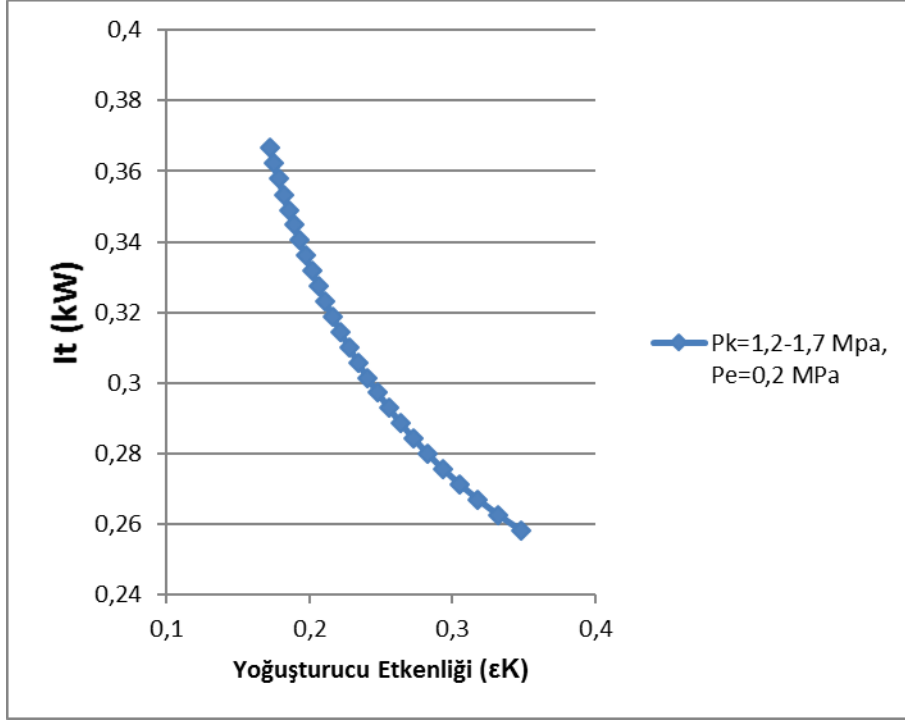
Buharlaştırıcı etkenliğinin en yüksek düzeyde olduğu sistemler ise şekil 7.13’de belirtilen etkenlik katsayısı değişimine sahip olan R32/R134a (20/80) soğutucu akışkan karışım ile şekil 7.19’da belirtilen etkenlik katsayısı değişimie sahip olan R600a/R134a (80/20) soğutucu akışkan karışımdır.



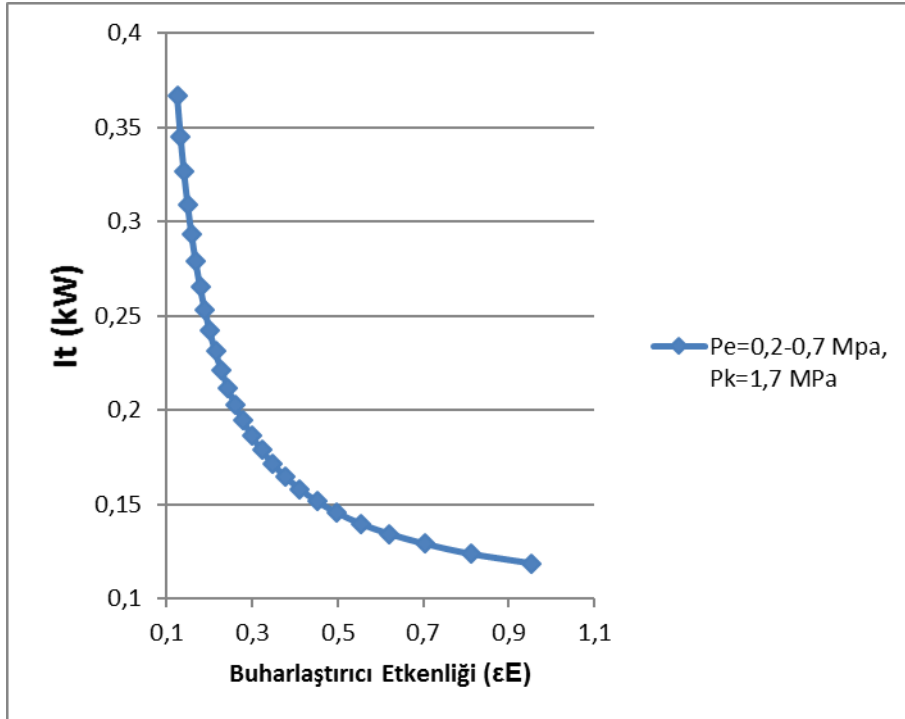
Şekil 7.8. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



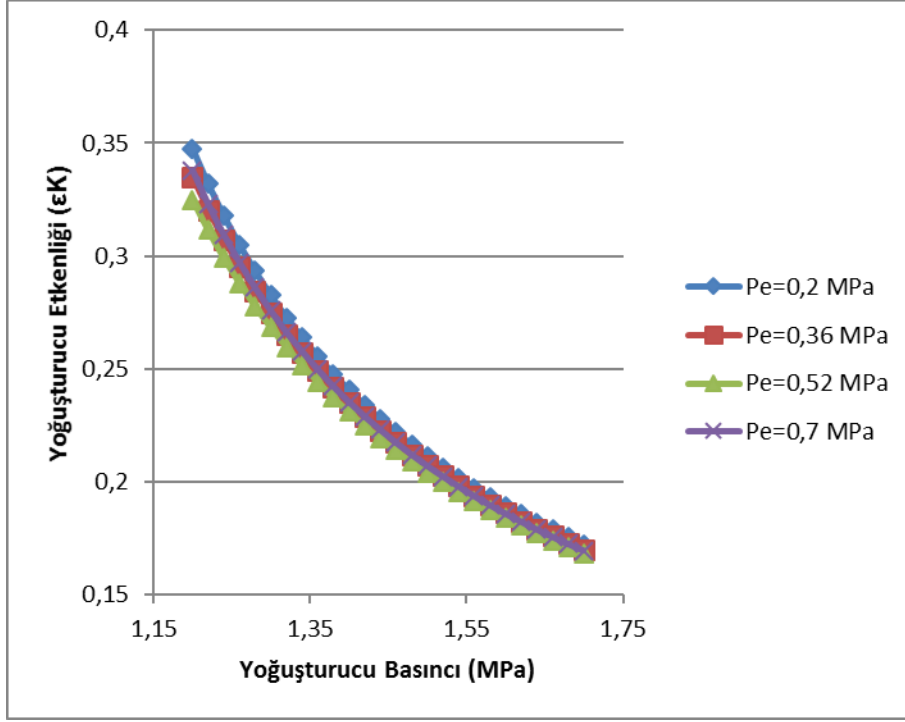
Şekil 7.9. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



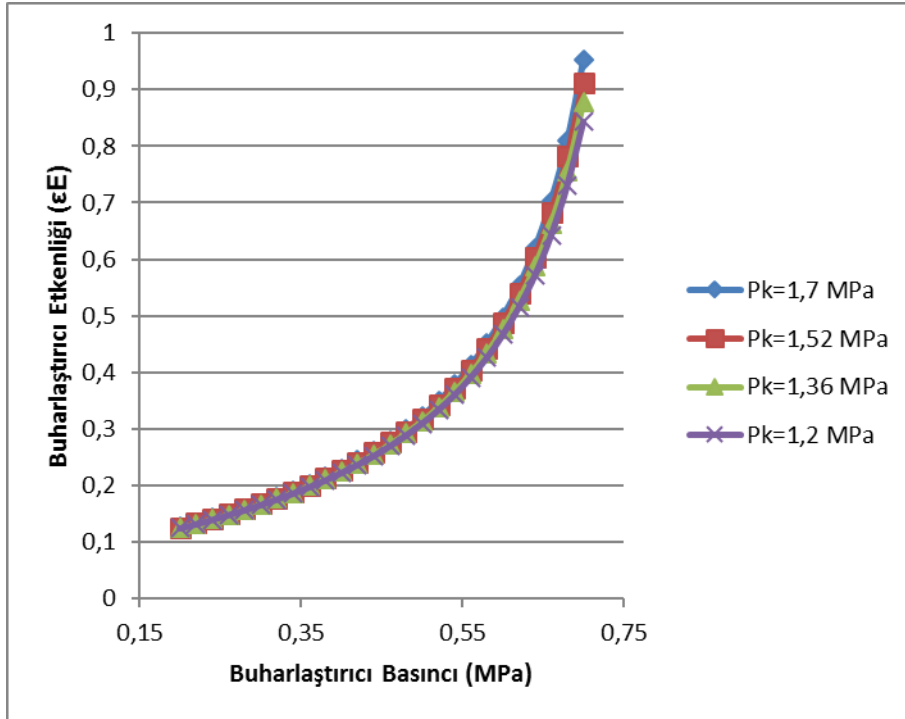
Şekil 7.10. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



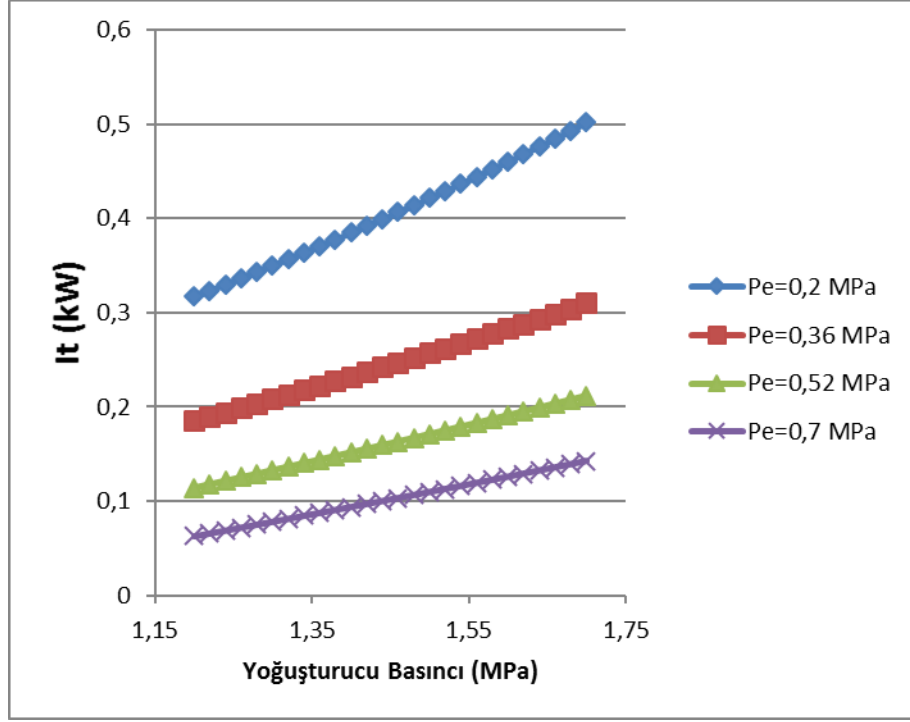
Şekil 7.11. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



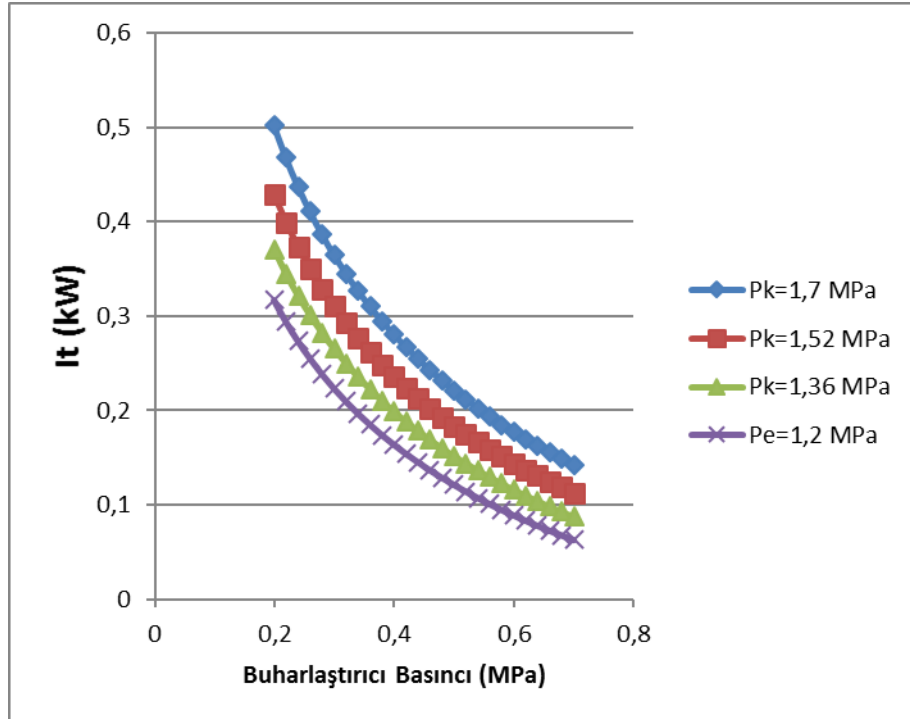
Şekil 7.12. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



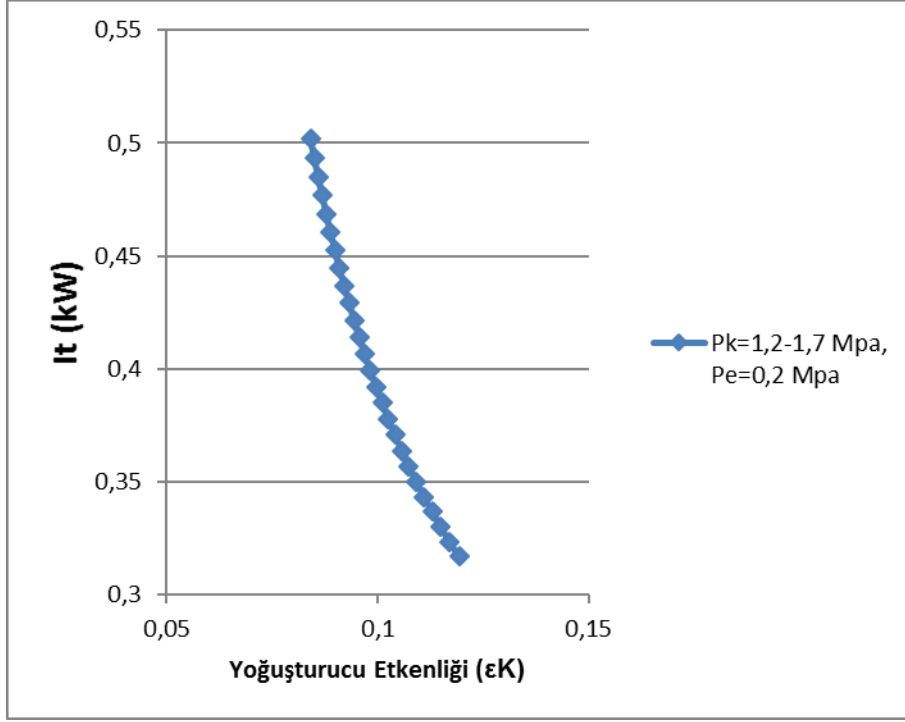
Şekil 7.13. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R134a;20/80) ($\eta_c=0,85$).



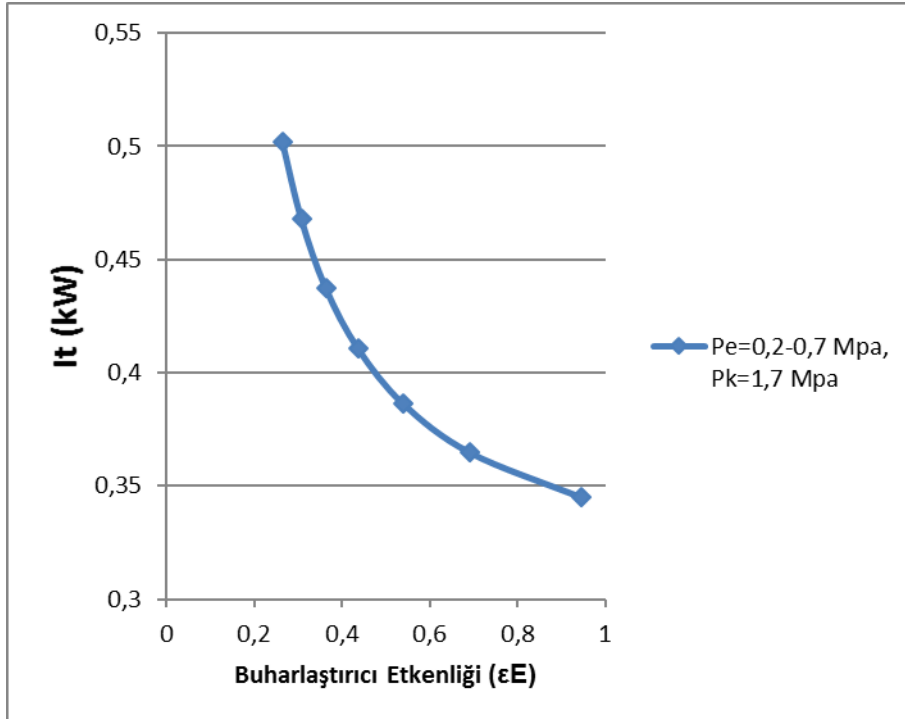
Şekil 7.14. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



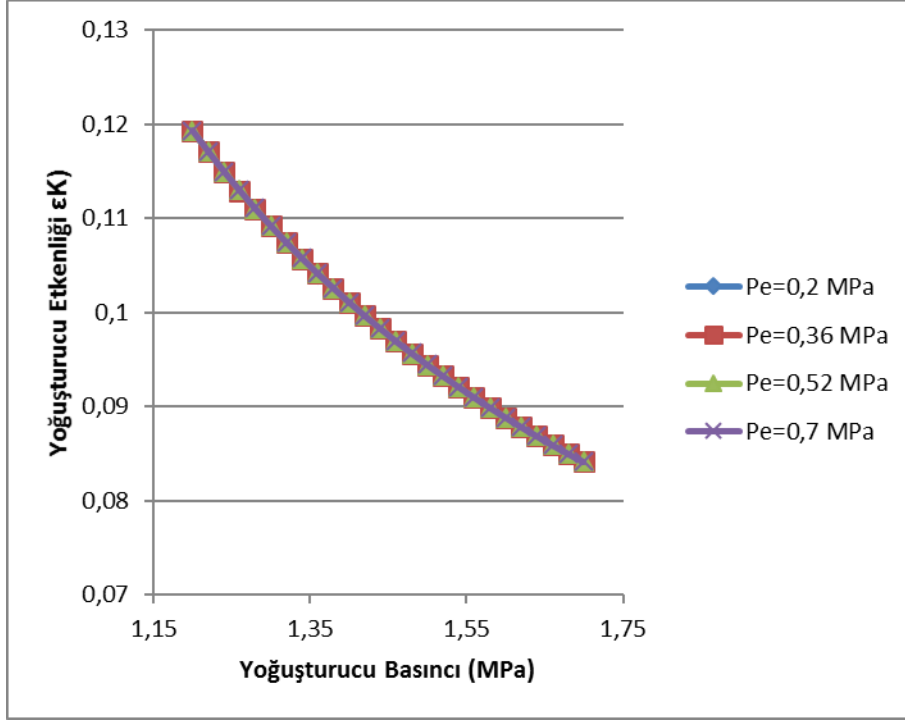
Şekil 7.15. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



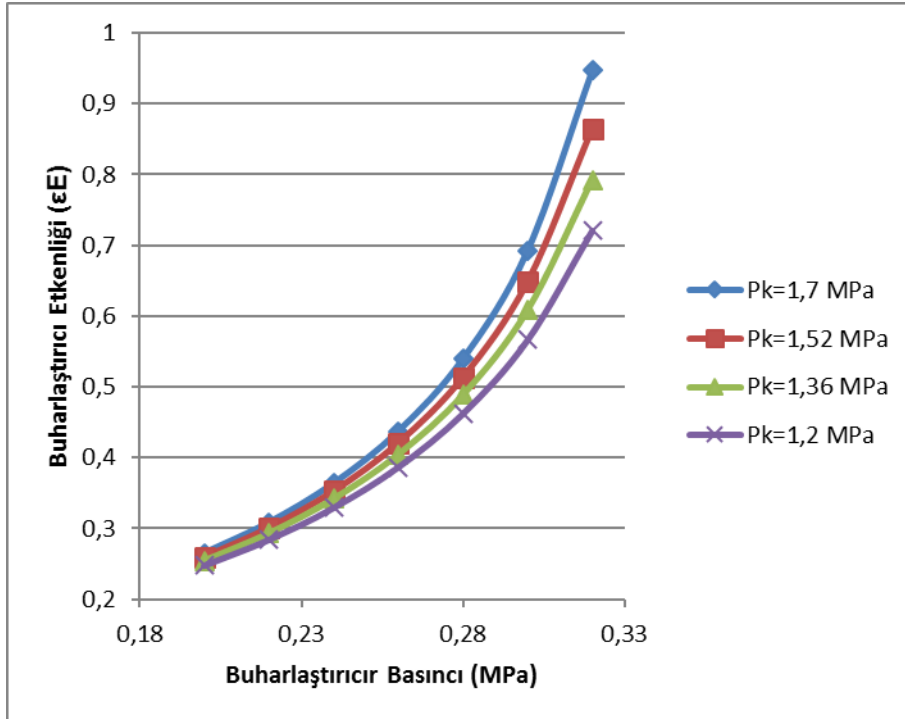
Şekil 7.16. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



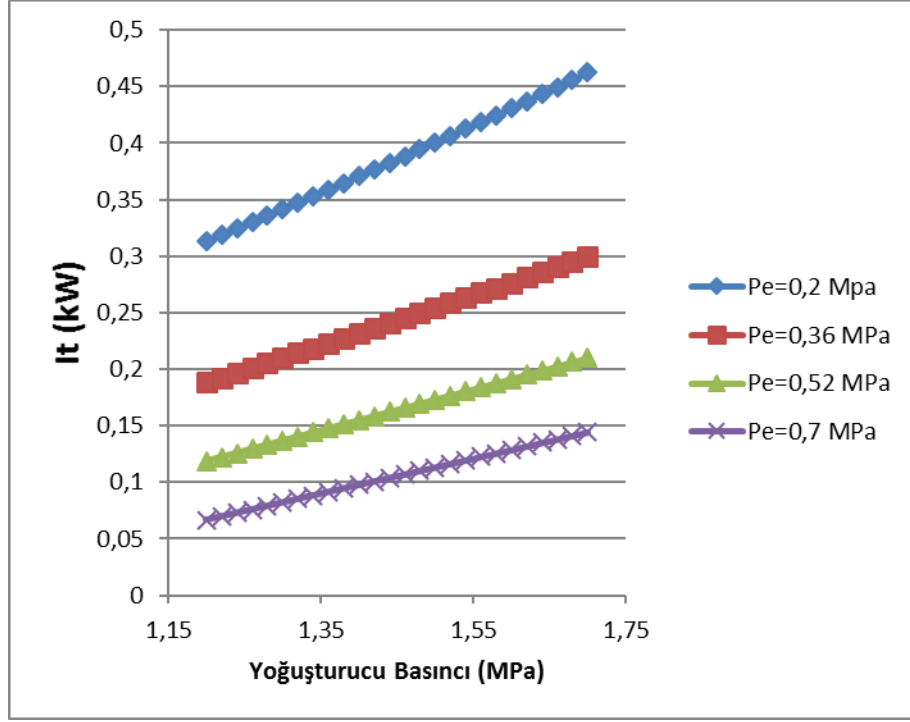
Şekil 7.17. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



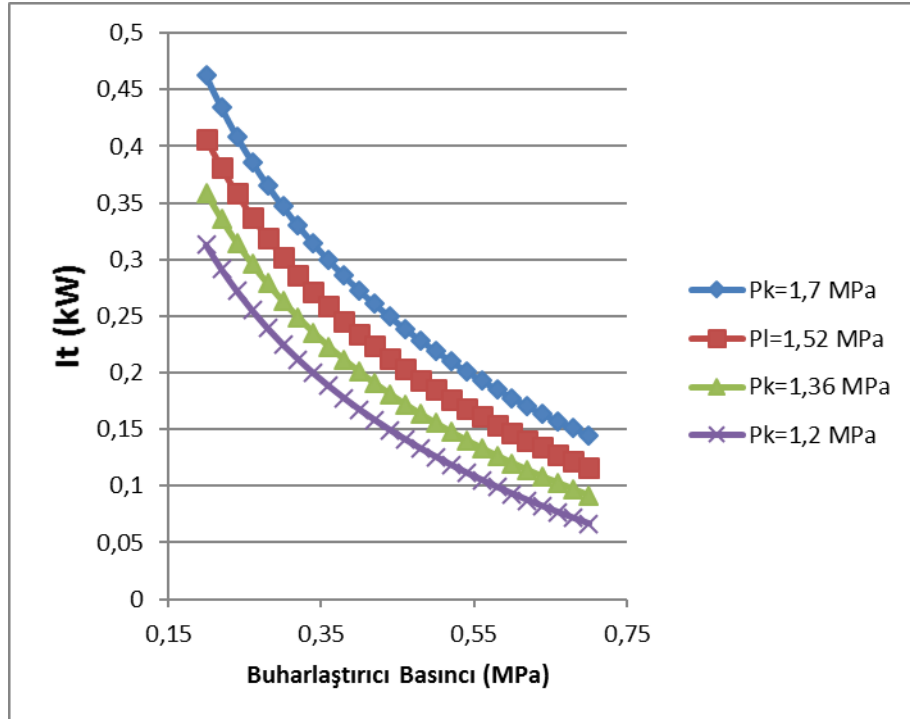
Şekil 7.18. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



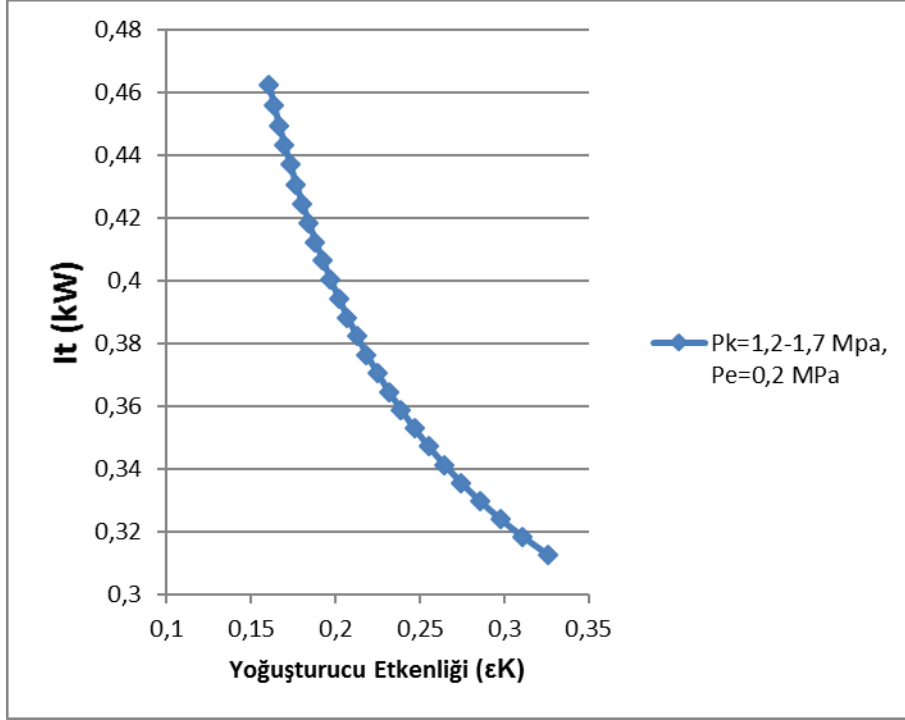
Şekil 7.19. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R600a/R134a;80/20) ($\eta_c=0,85$).



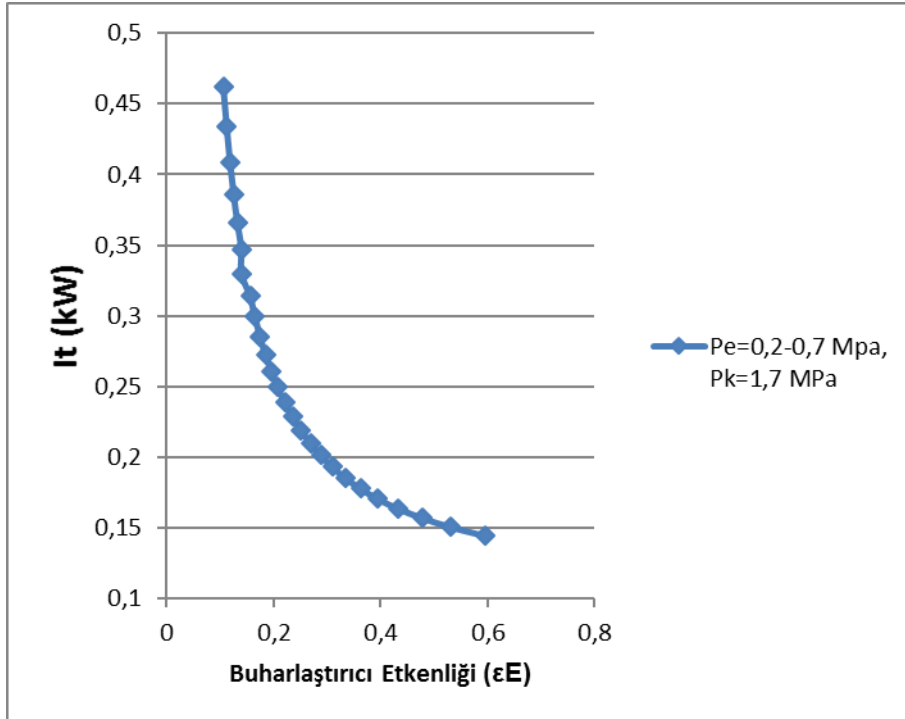
Şekil 7.20. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



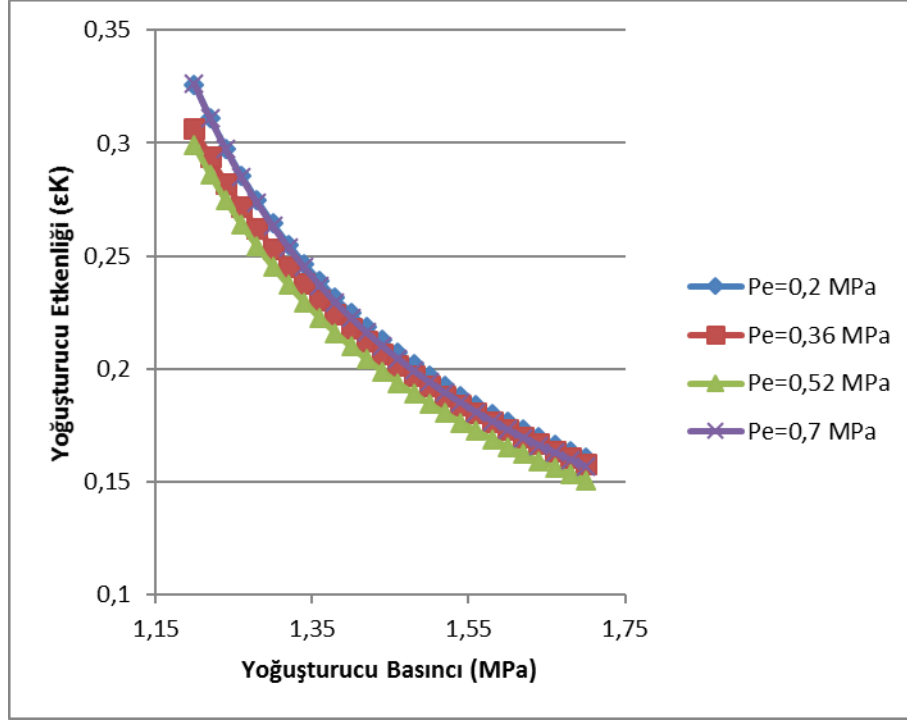
Şekil 7.21. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



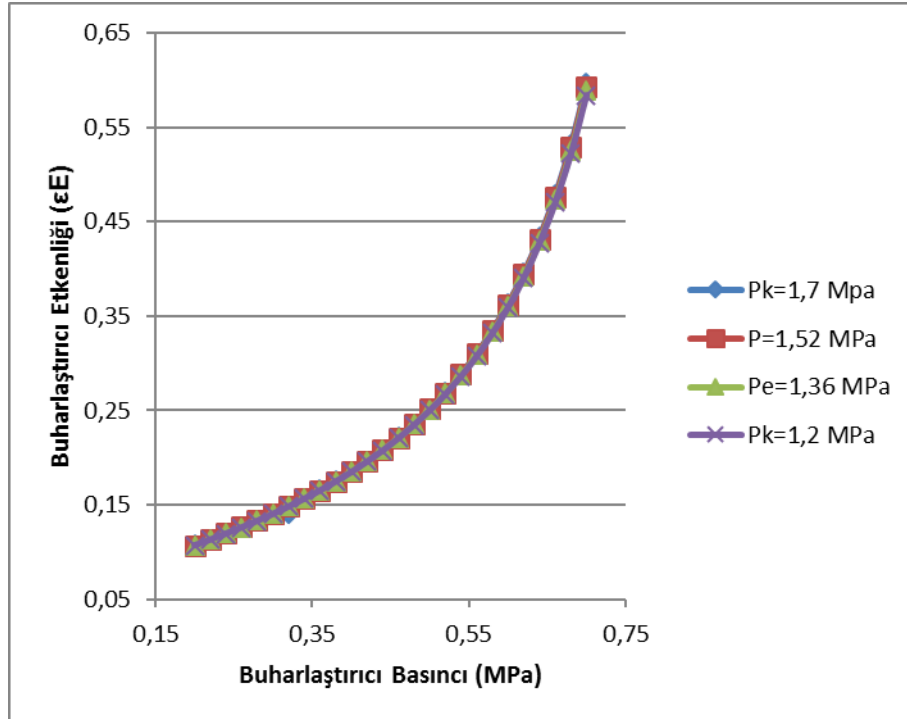
Şekil 7.22. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



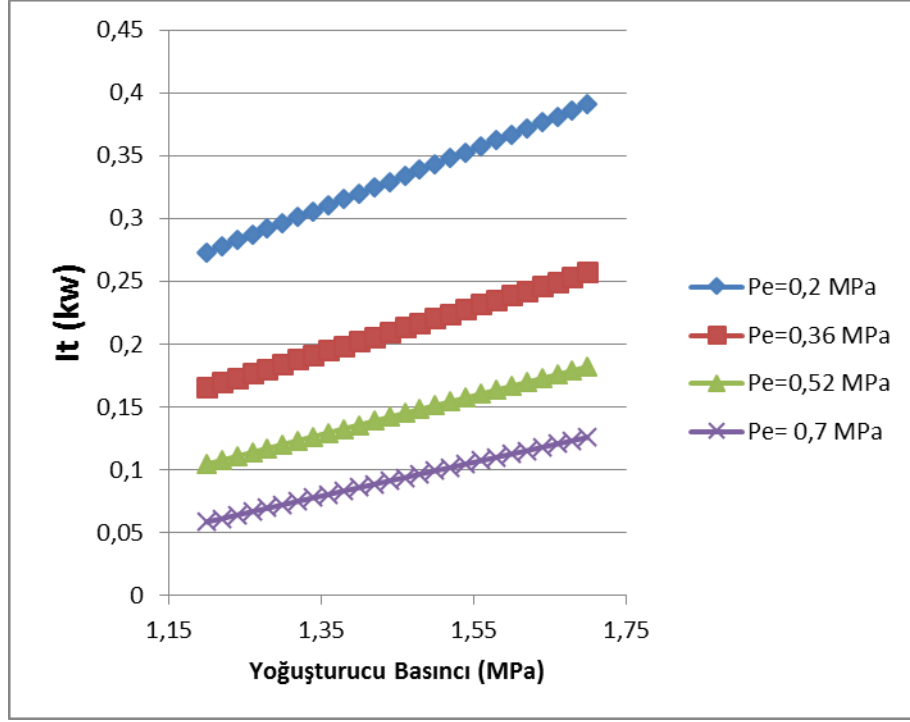
Şekil 7.23. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



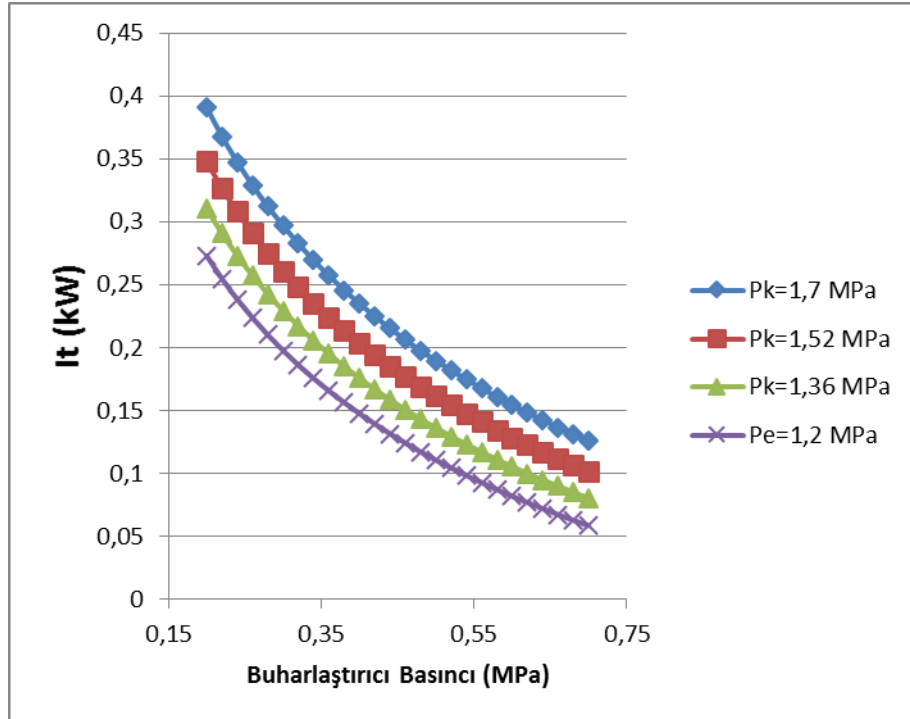
Şekil 7.24. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



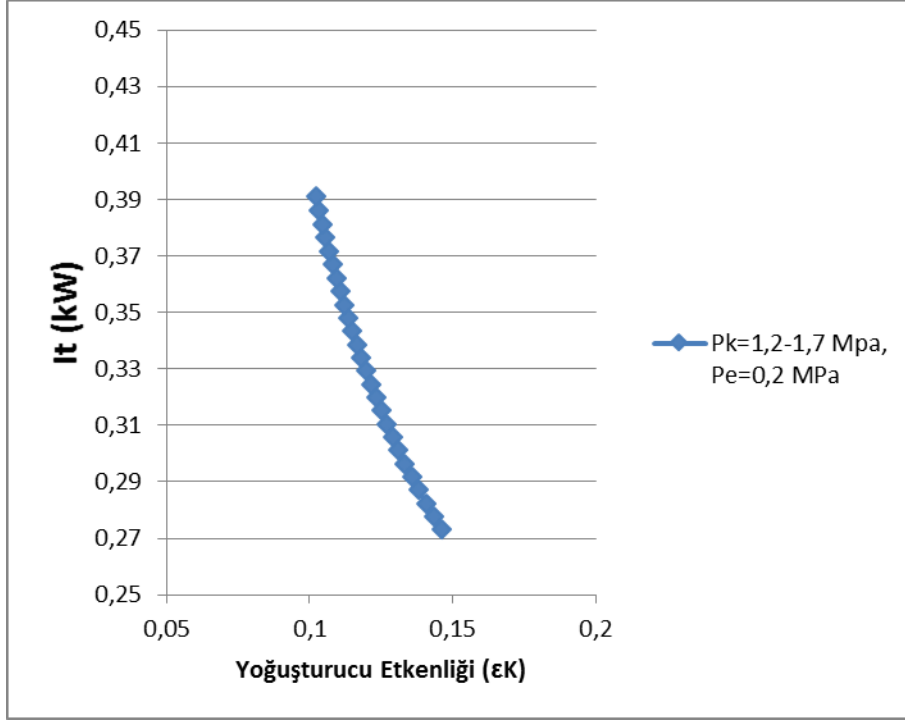
Şekil 7.25. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R290/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



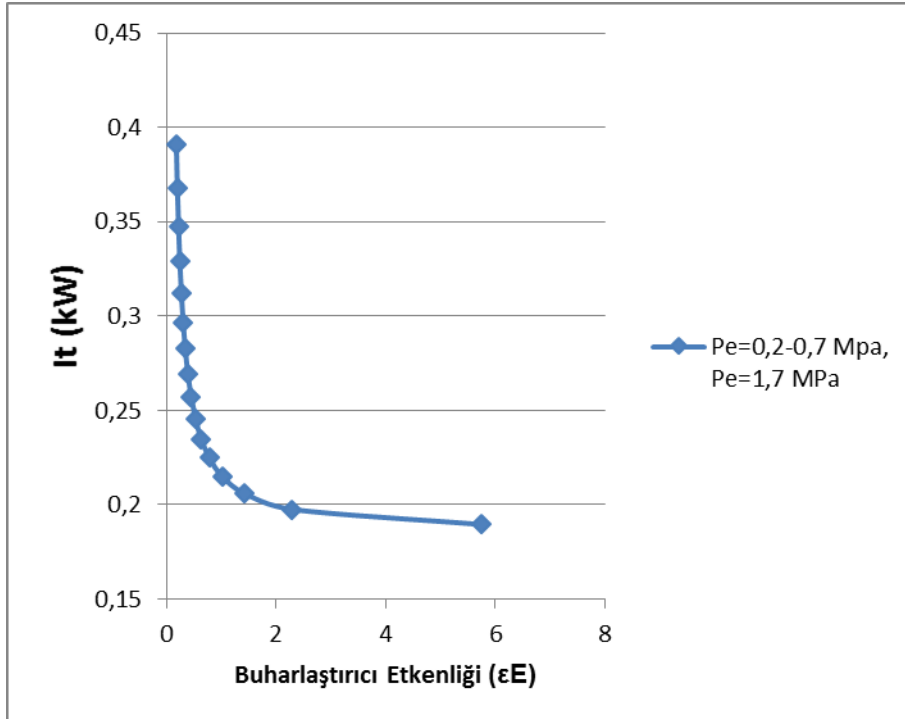
Şekil 7.26. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



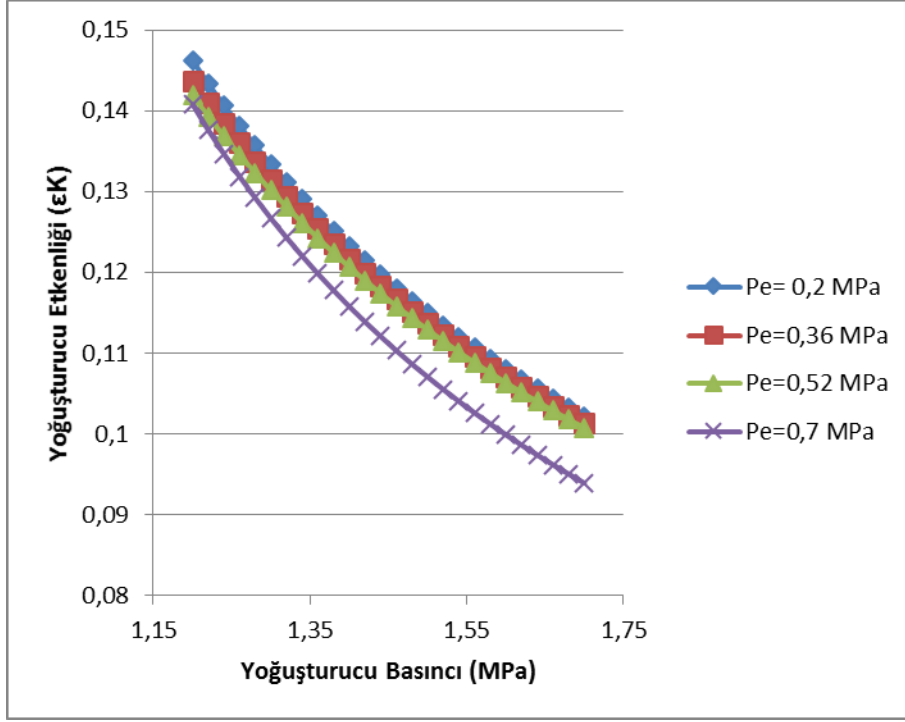
Şekil 7.27. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



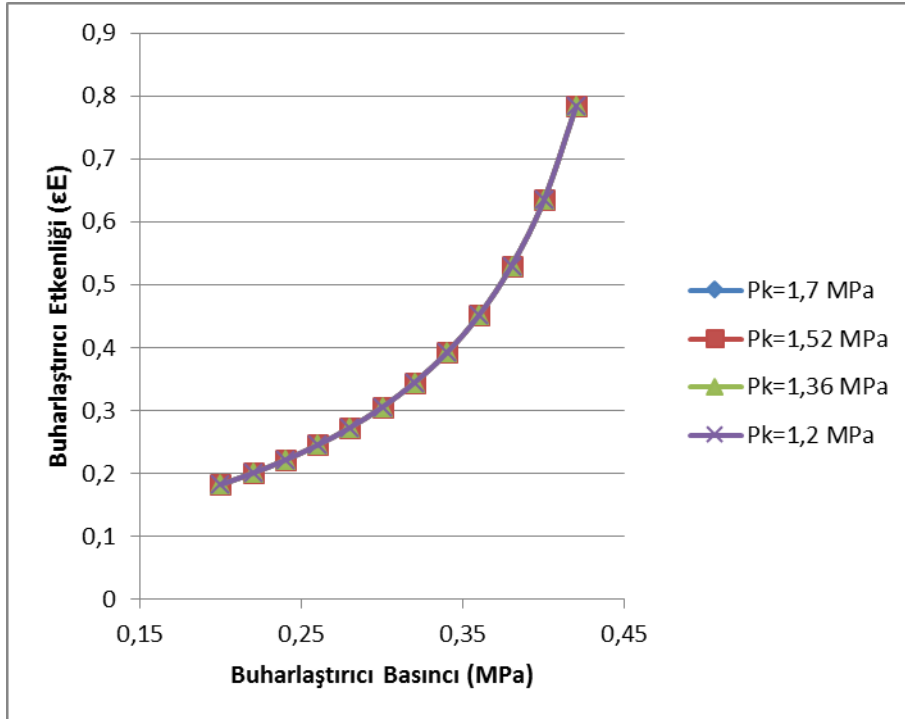
Şekil 7.28. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



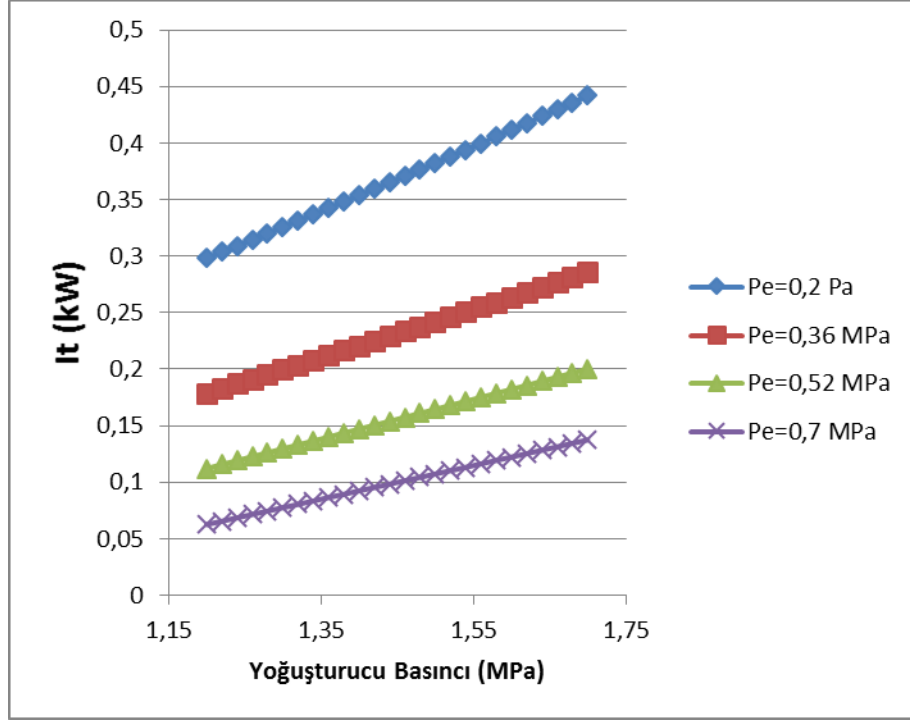
Şekil 7.29. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



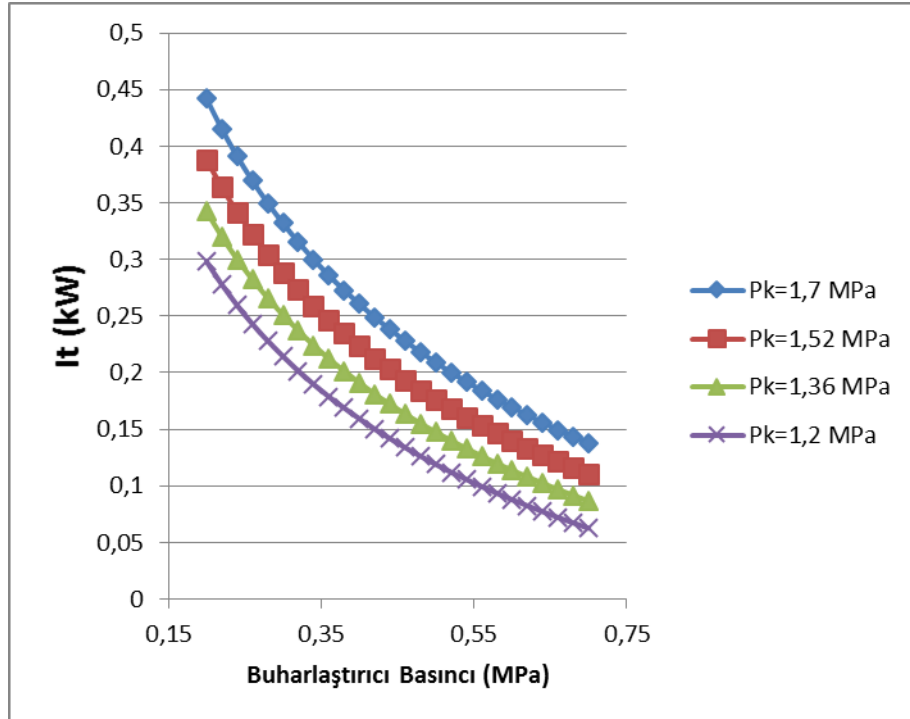
Şekil 7.30. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkinliğinin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



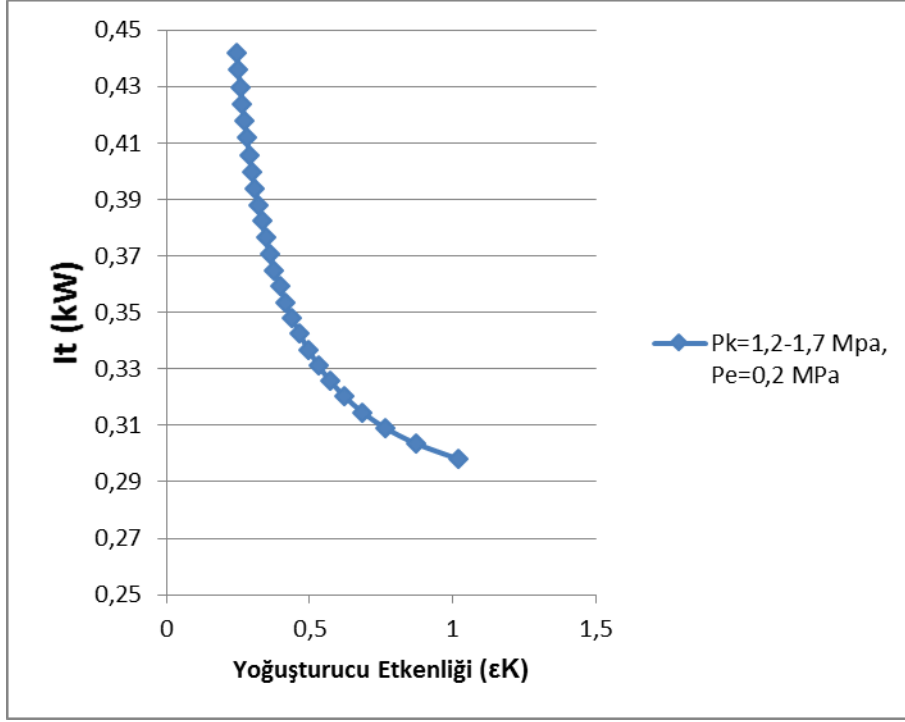
Şekil 7.31. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkinliğinin değişimi (R152a/R134a;90/10) ($\eta_c=0,85$).



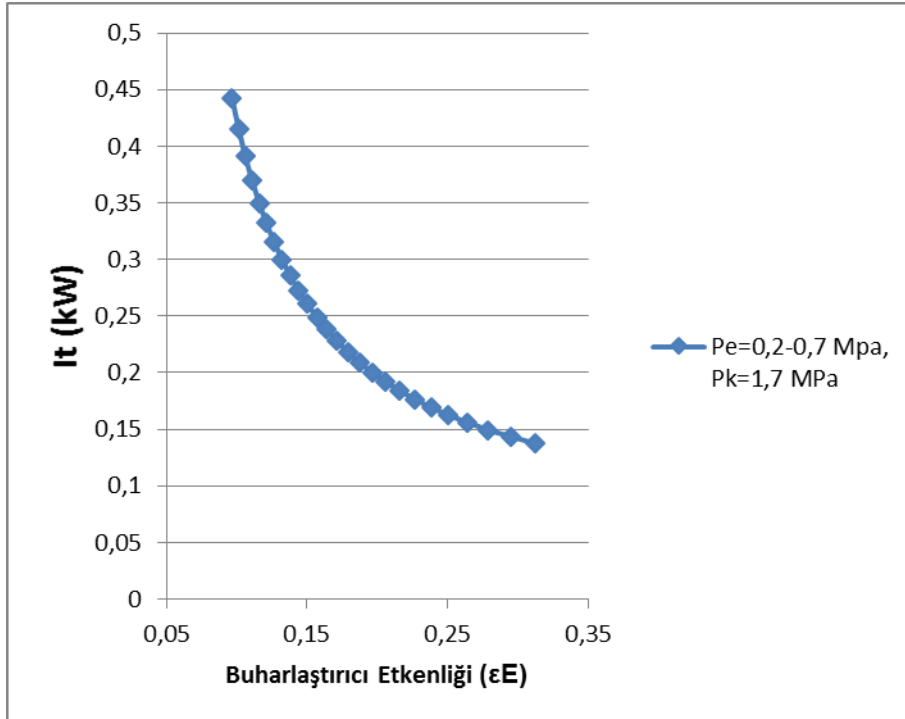
Şekil 7.32. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



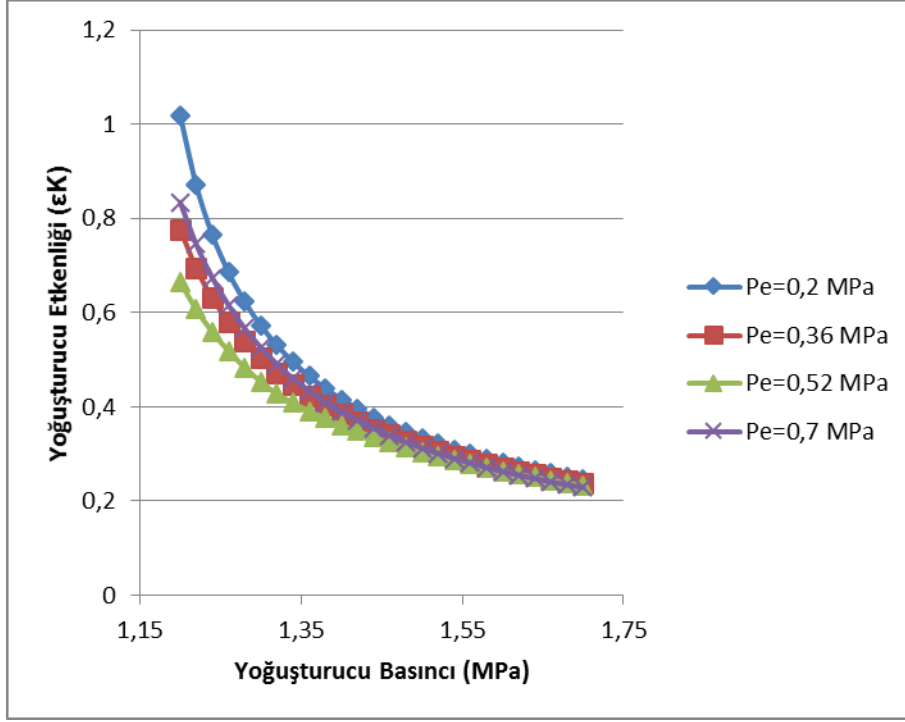
Şekil 7.33. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



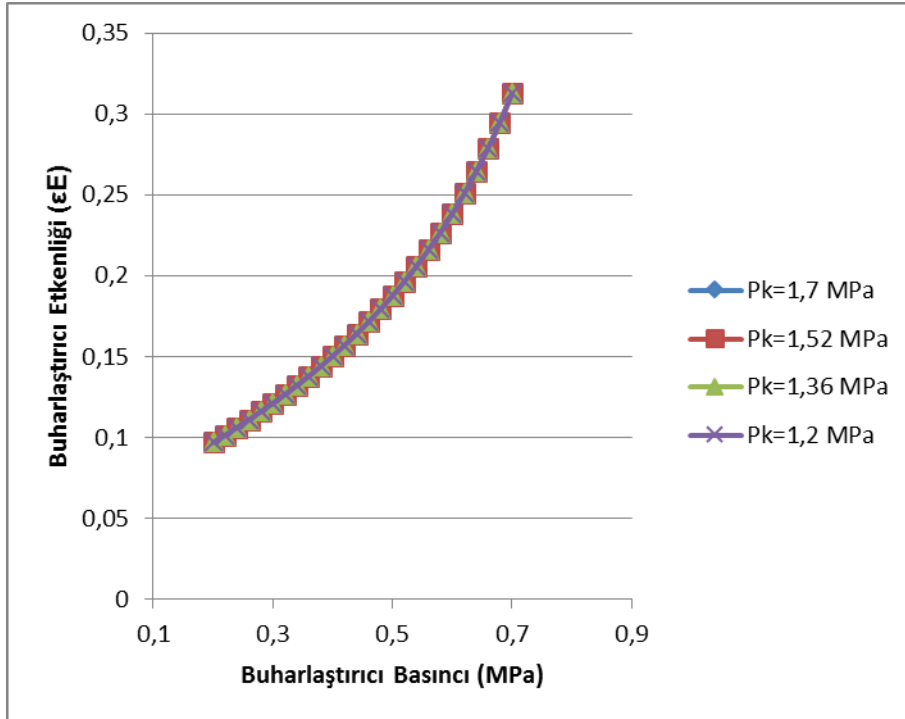
Şekil 7.34. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



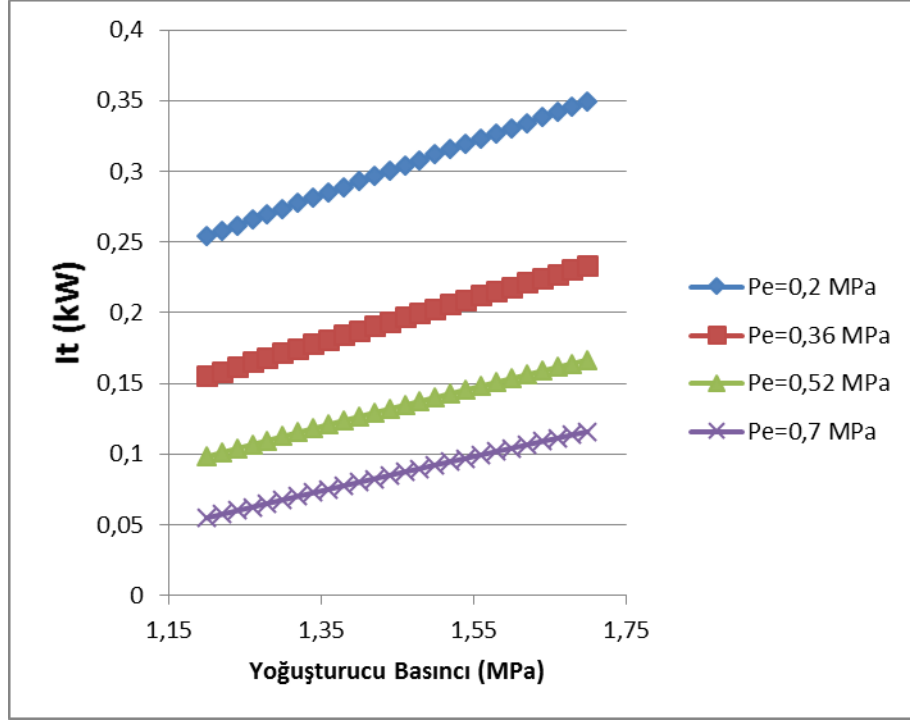
Şekil 7.35. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



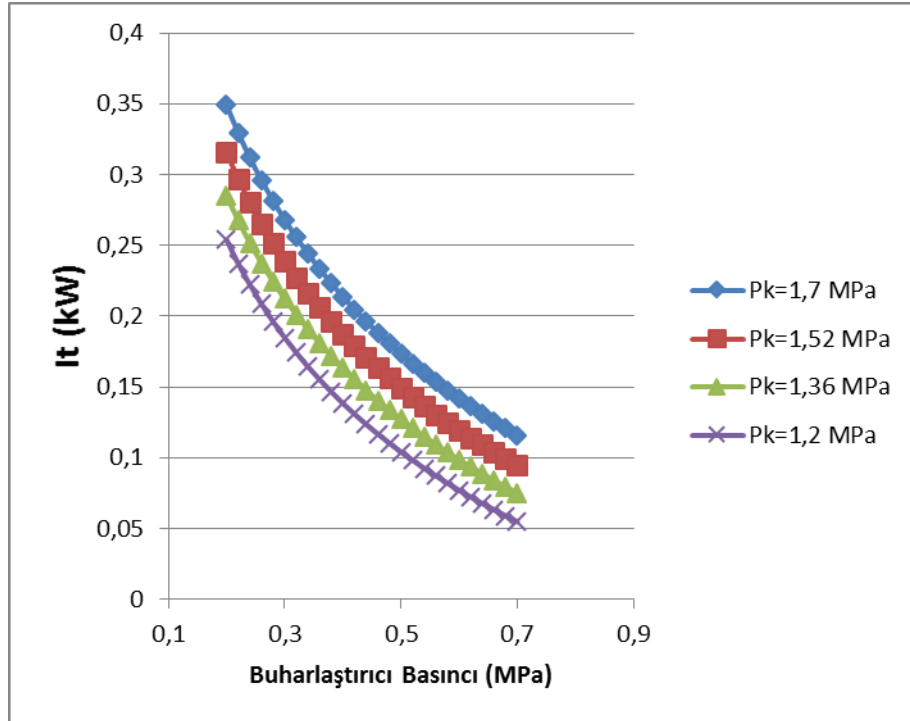
Şekil 7.36. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



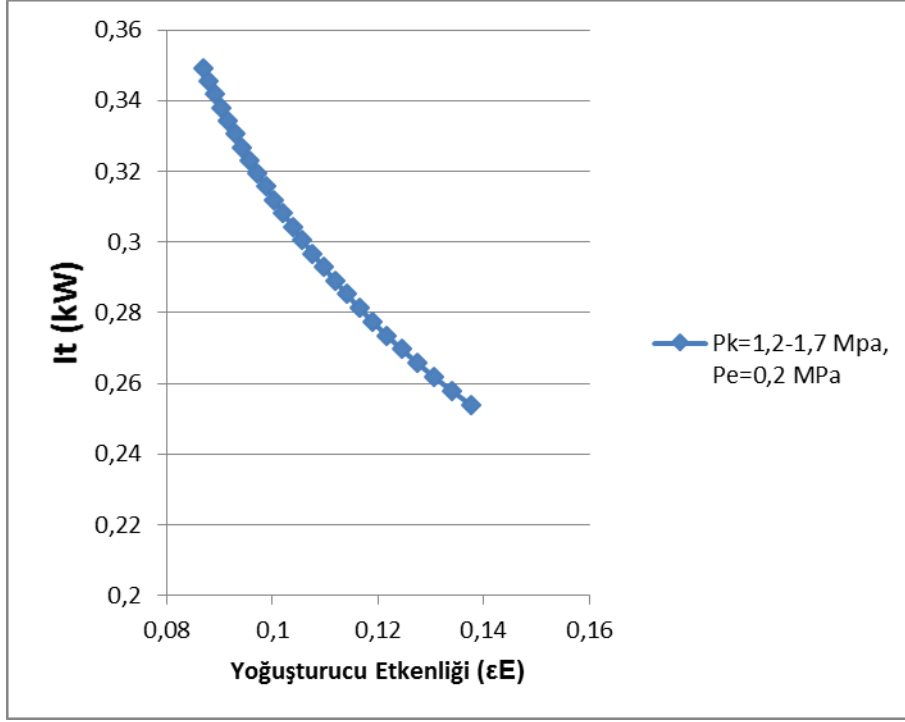
Şekil 7.37. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a;10/90) ($\eta_c=0,85$).



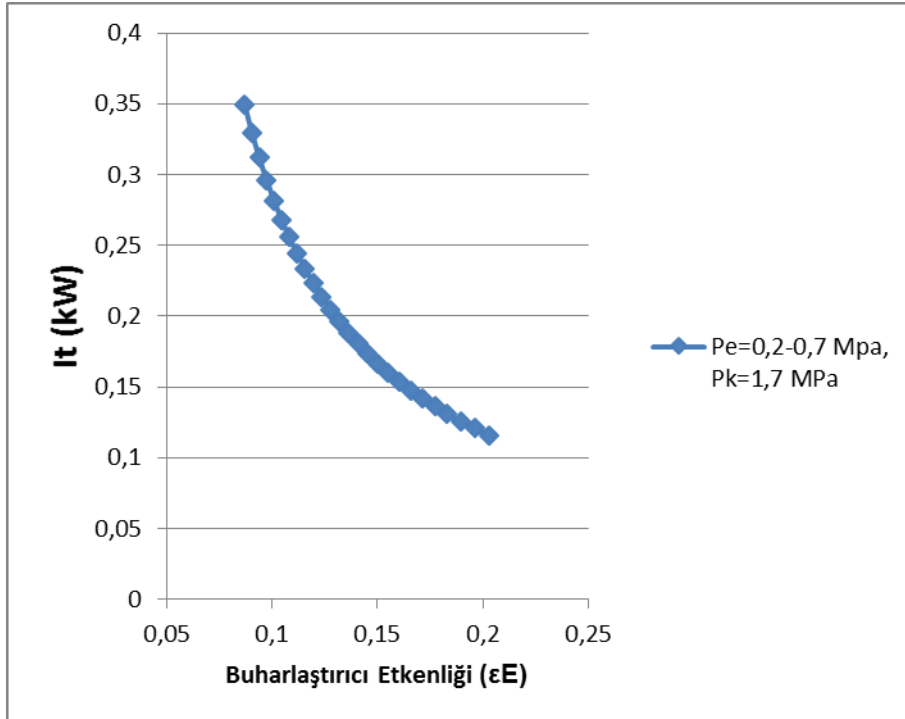
Şekil 7.38. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



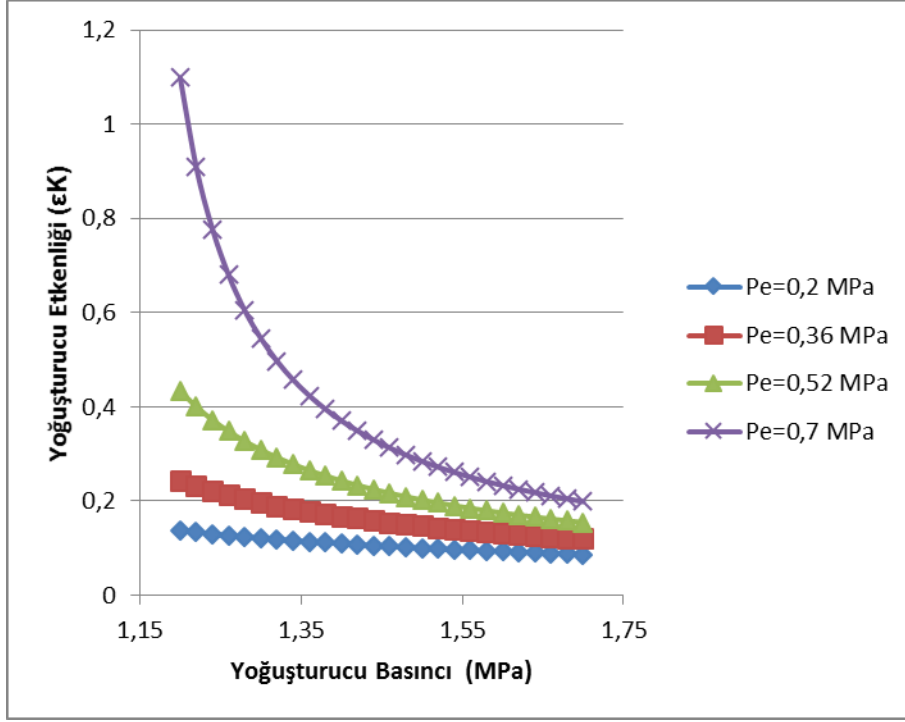
Şekil 7.39. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



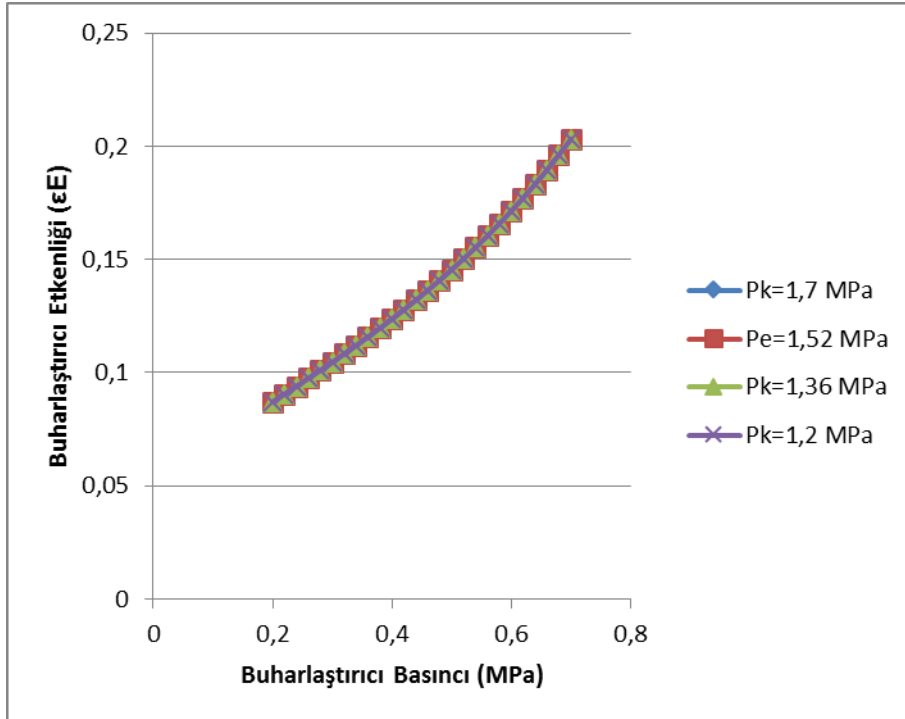
Şekil 7.40. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



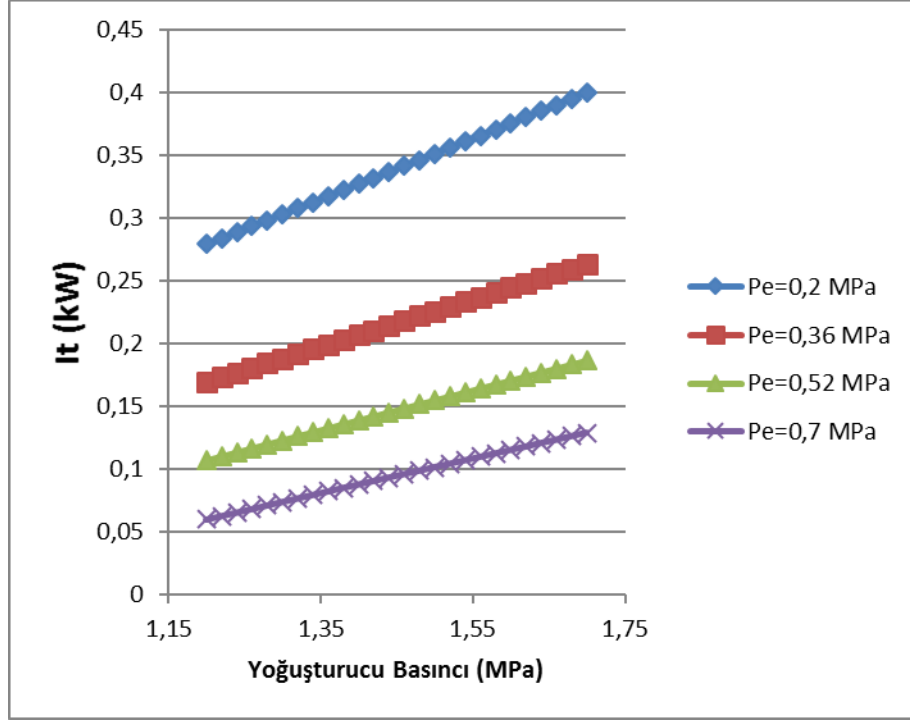
Şekil 7.41. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



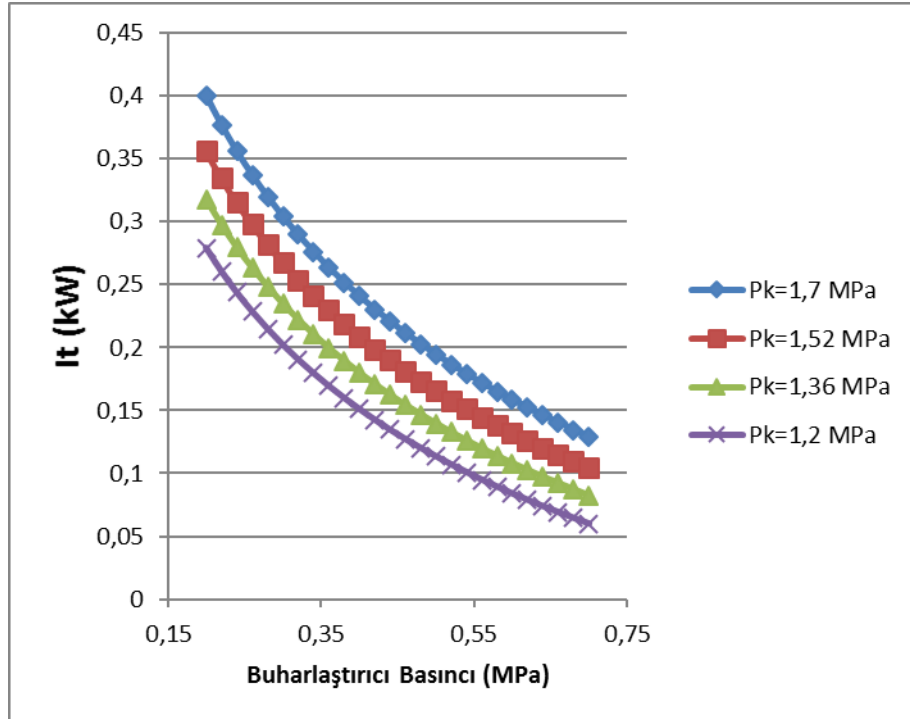
Şekil 7.42. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



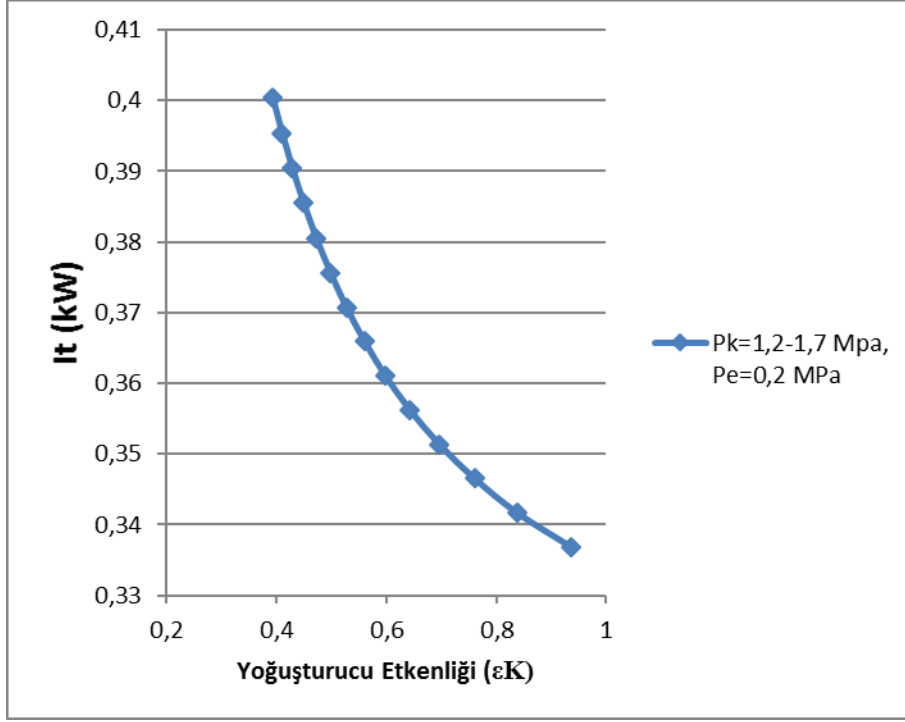
Şekil 7.43. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125;80/20) ($\eta_c=0,85$).



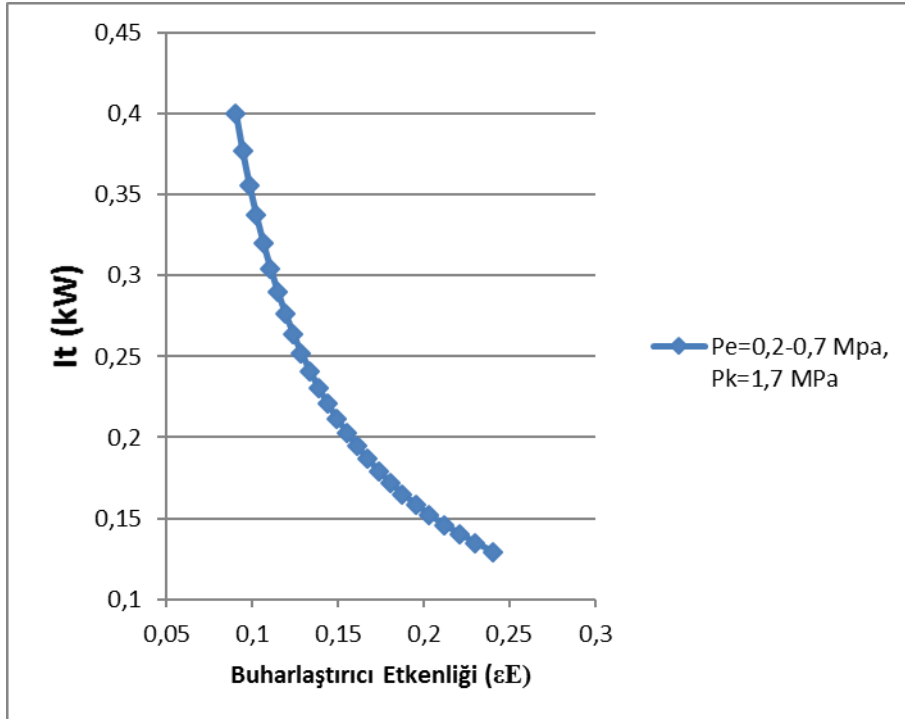
Şekil 7.44. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



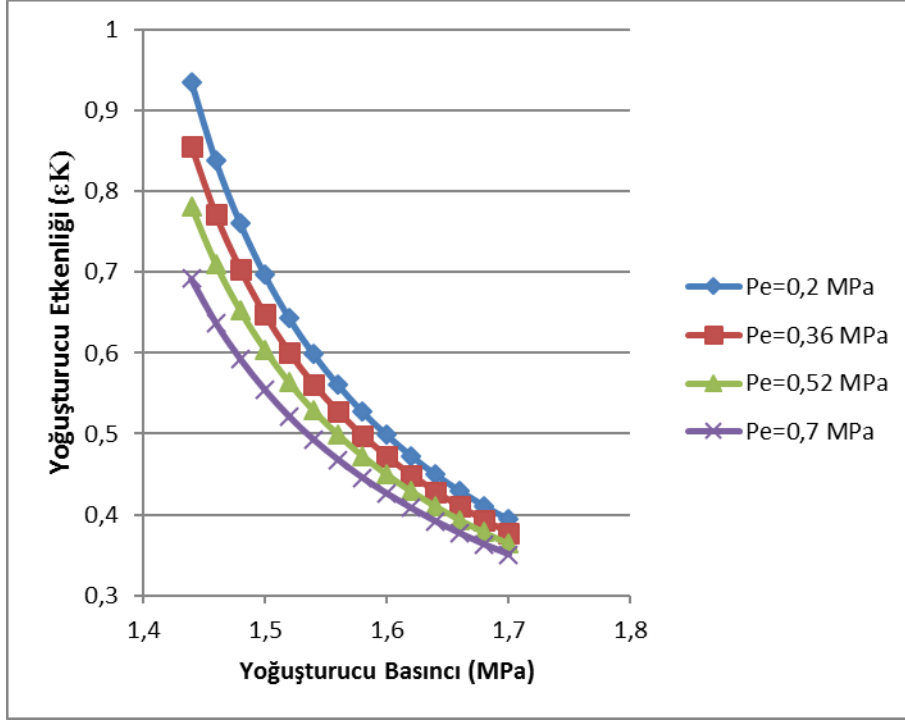
Şekil 7.45. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



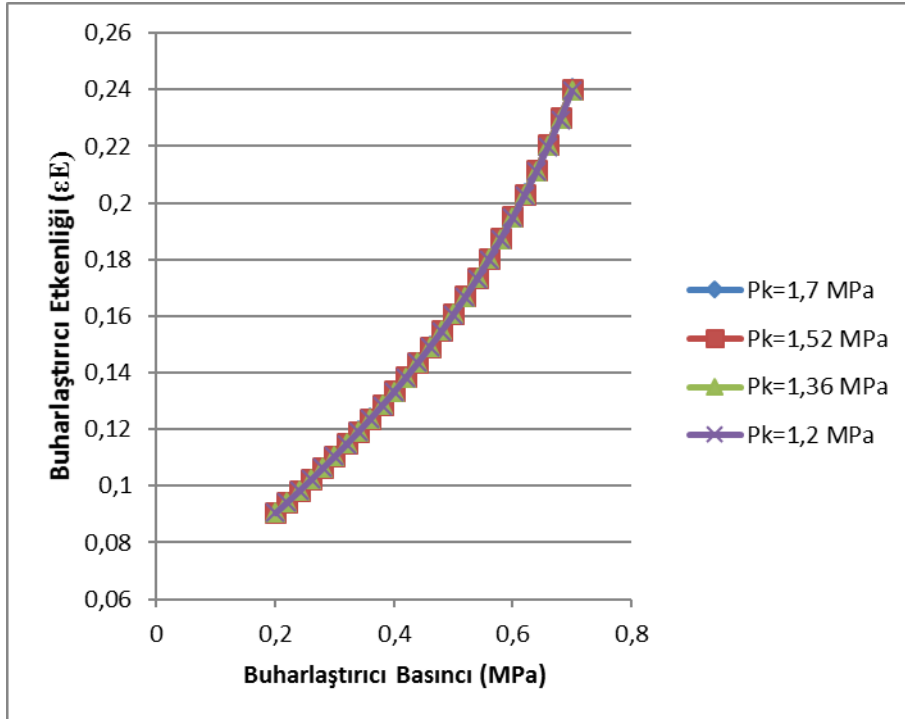
Şekil 7.46. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



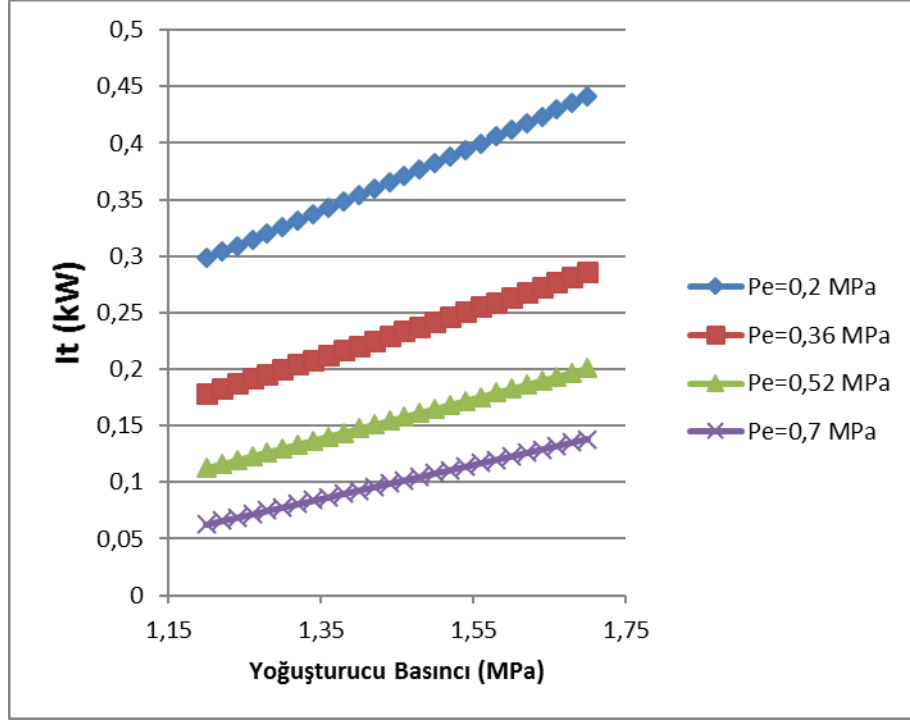
Şekil 7.47. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



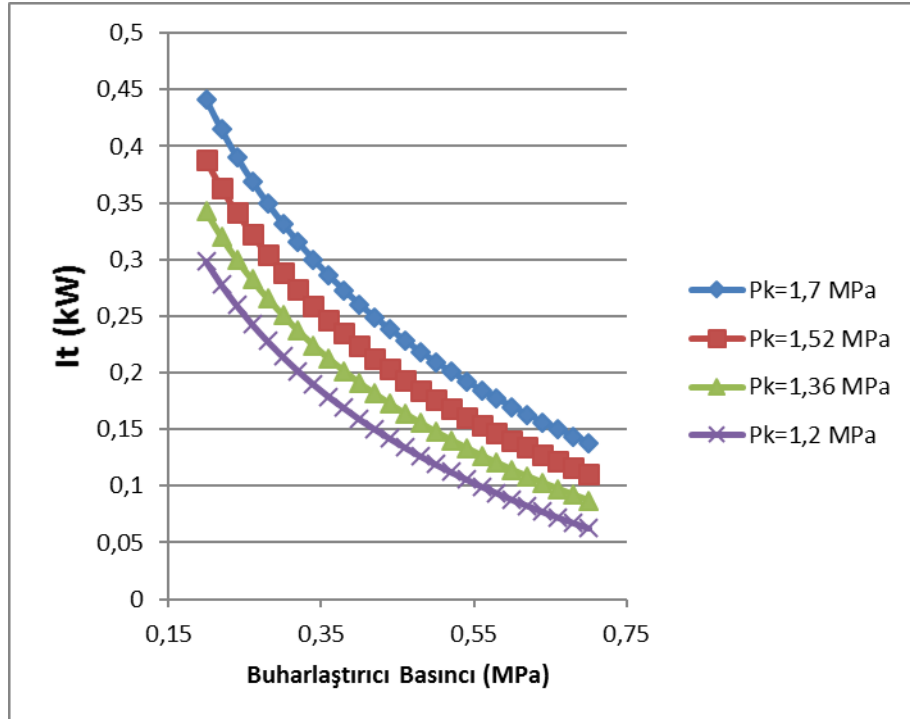
Şekil 7.48. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



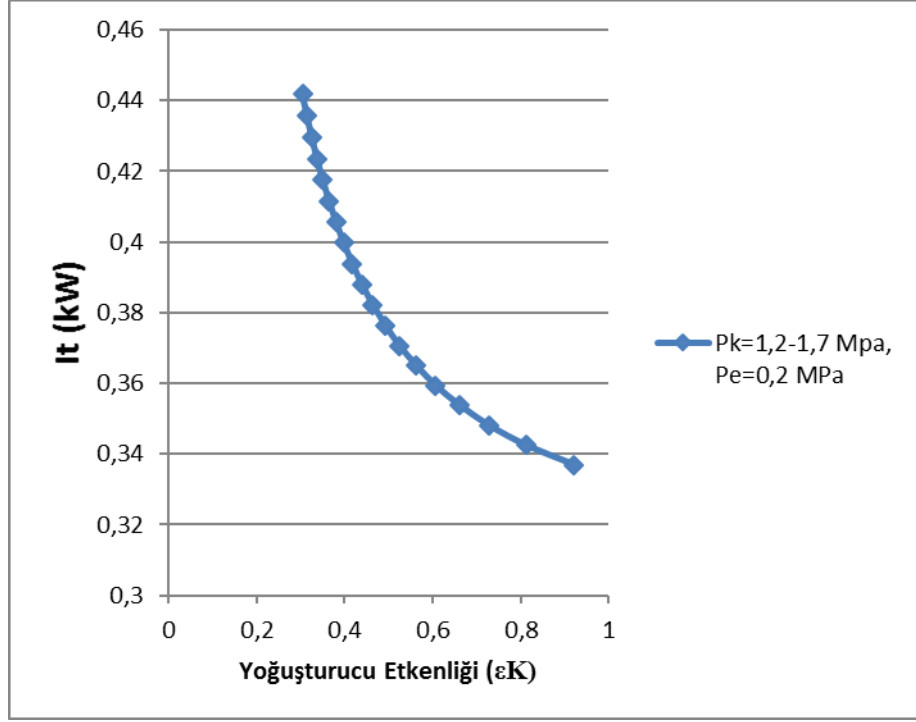
Şekil 7.49. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125/R143a;20/10/70) ($\eta_c=0,85$).



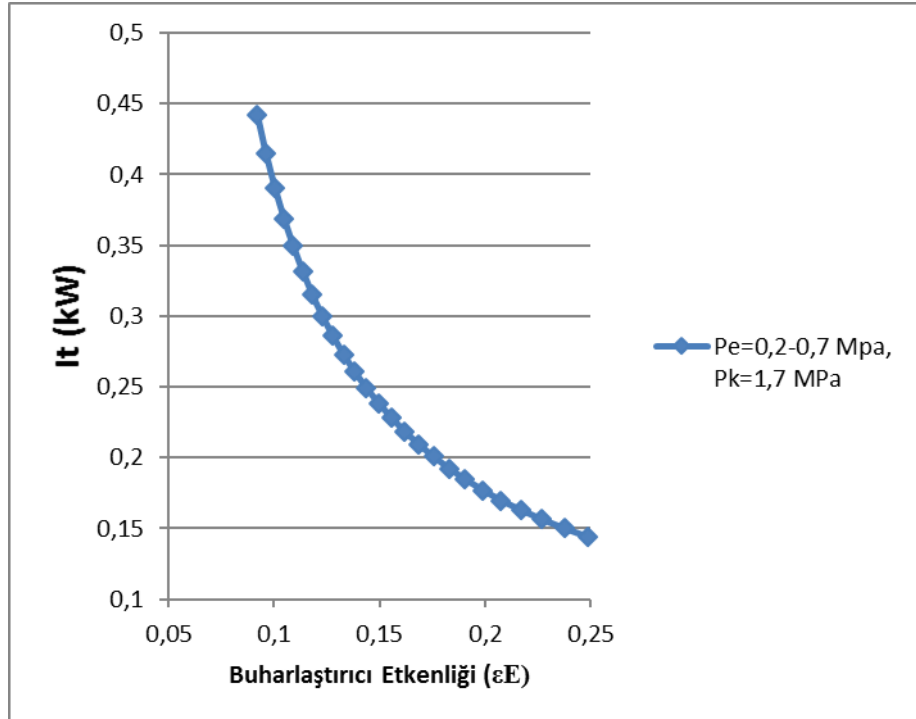
Şekil 7.50. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



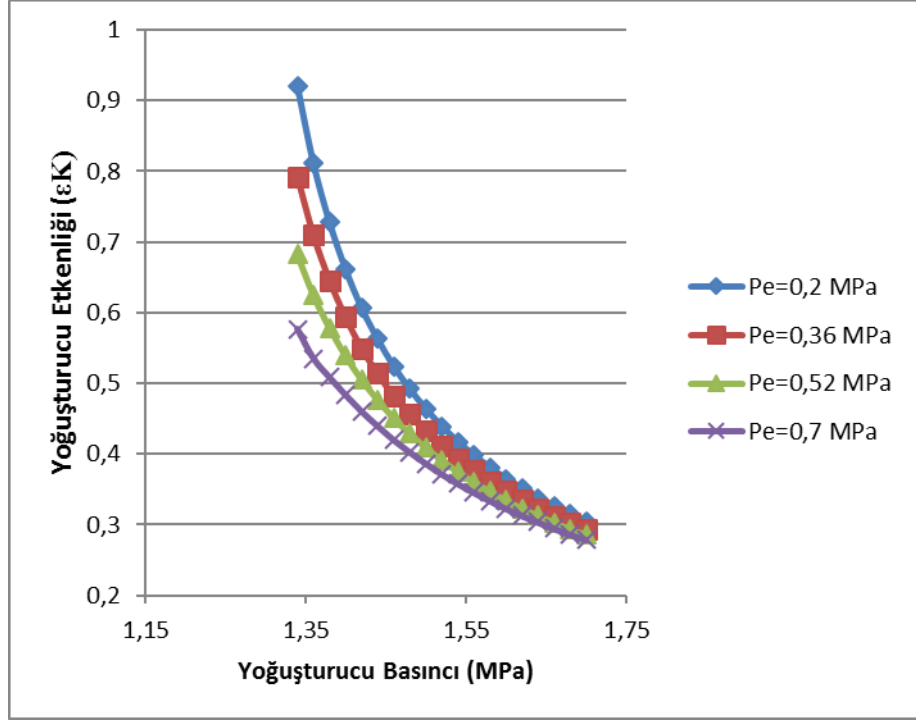
Şekil 7.51. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



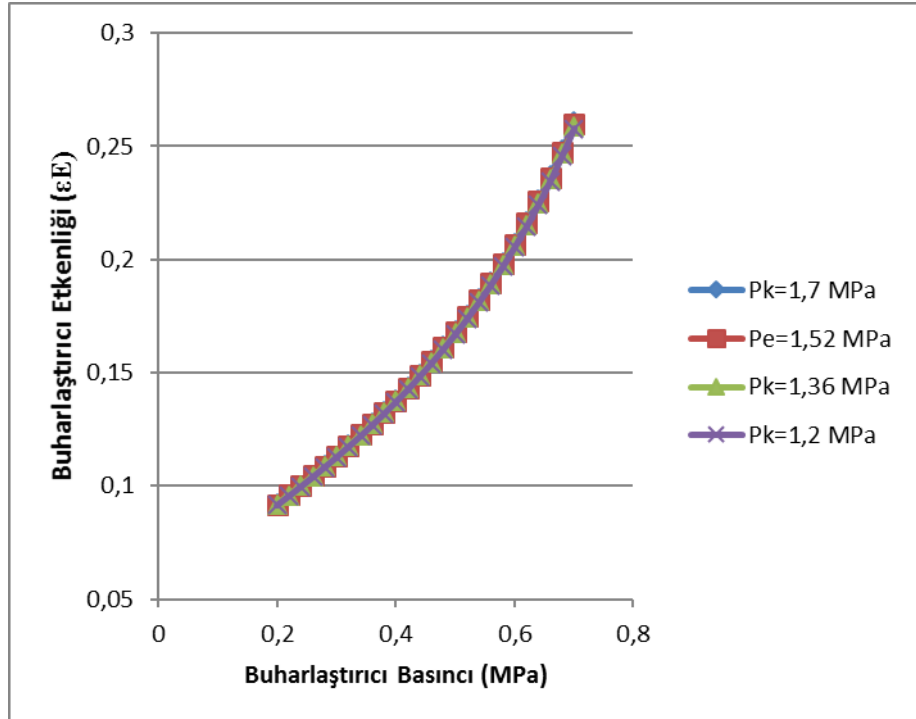
Şekil 7.52. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



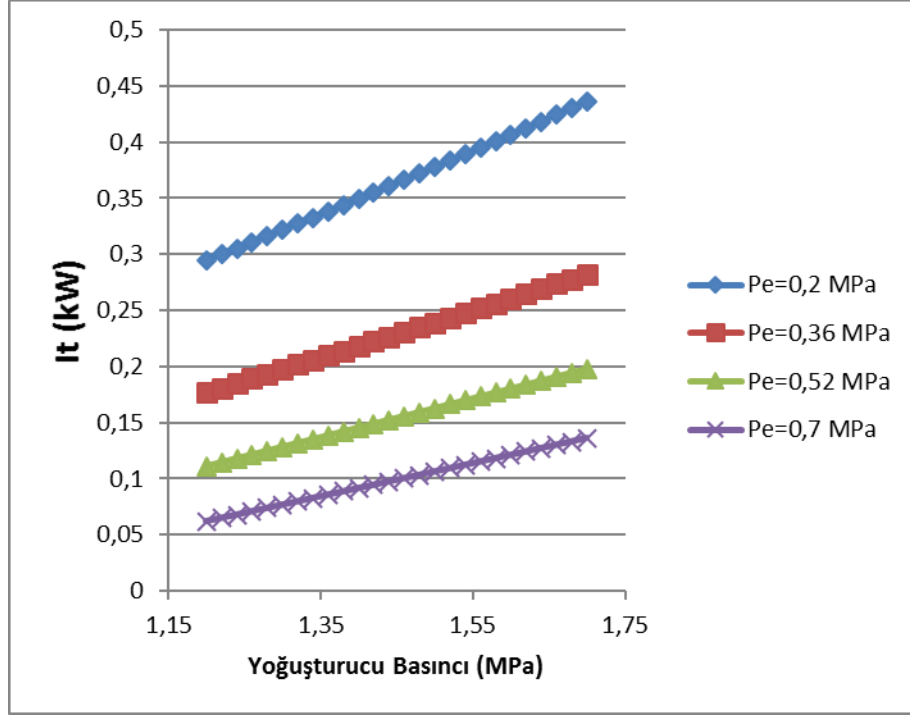
Şekil 7.53. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



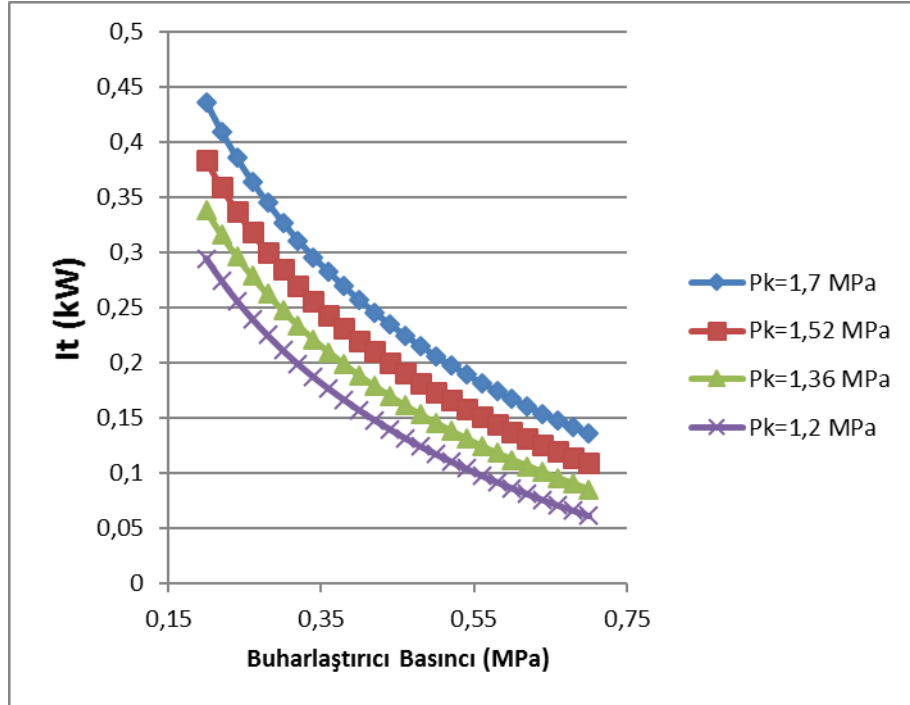
Şekil 7.54. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



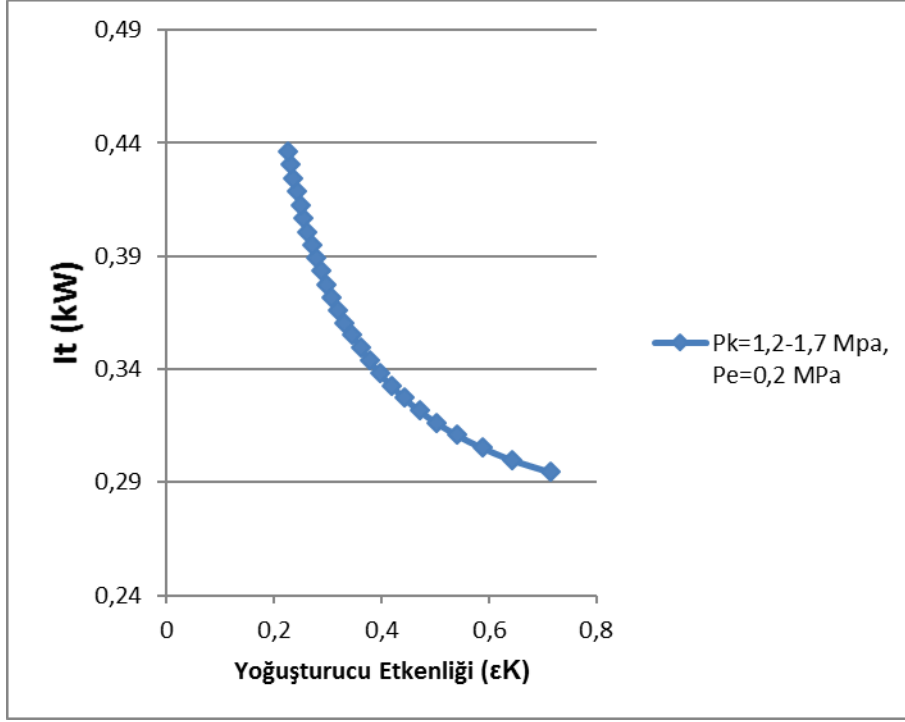
Şekil 7.55. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R290;10/85/5) ($\eta_c=0,85$).



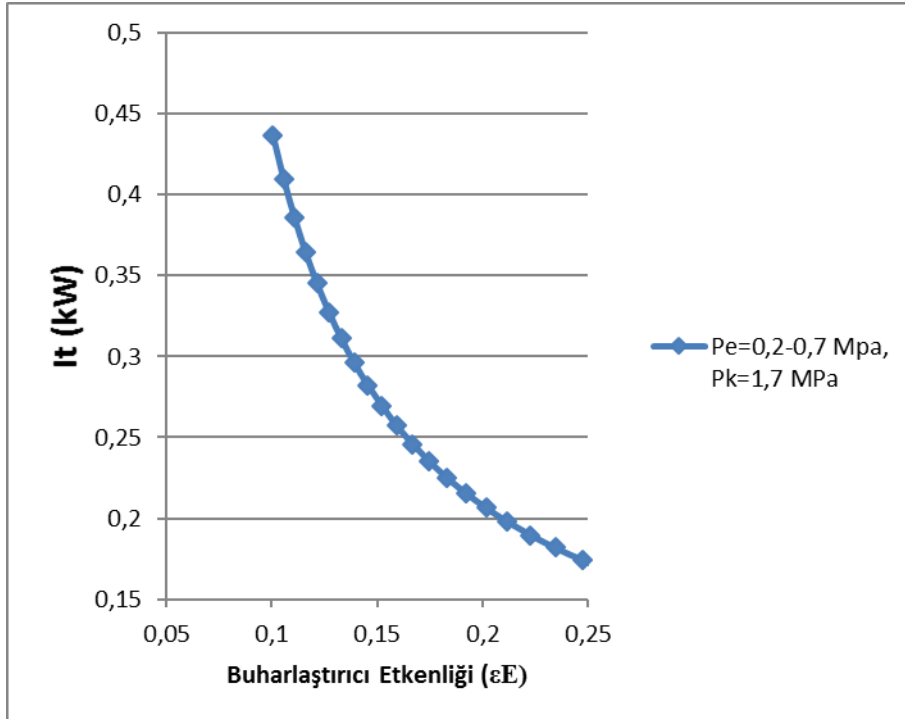
Şekil 7.56. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



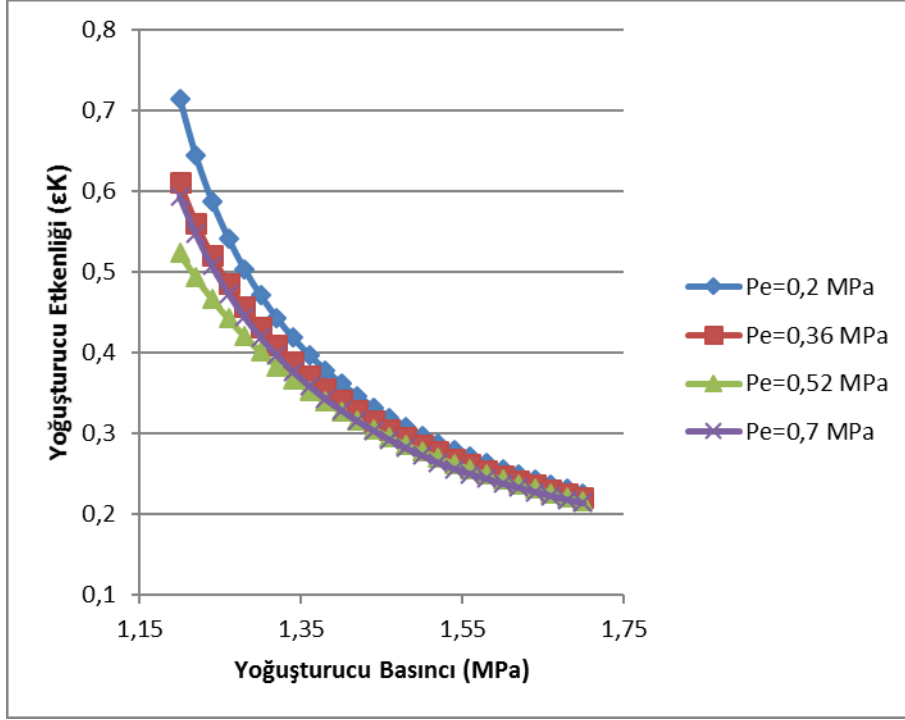
Şekil 7.57. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



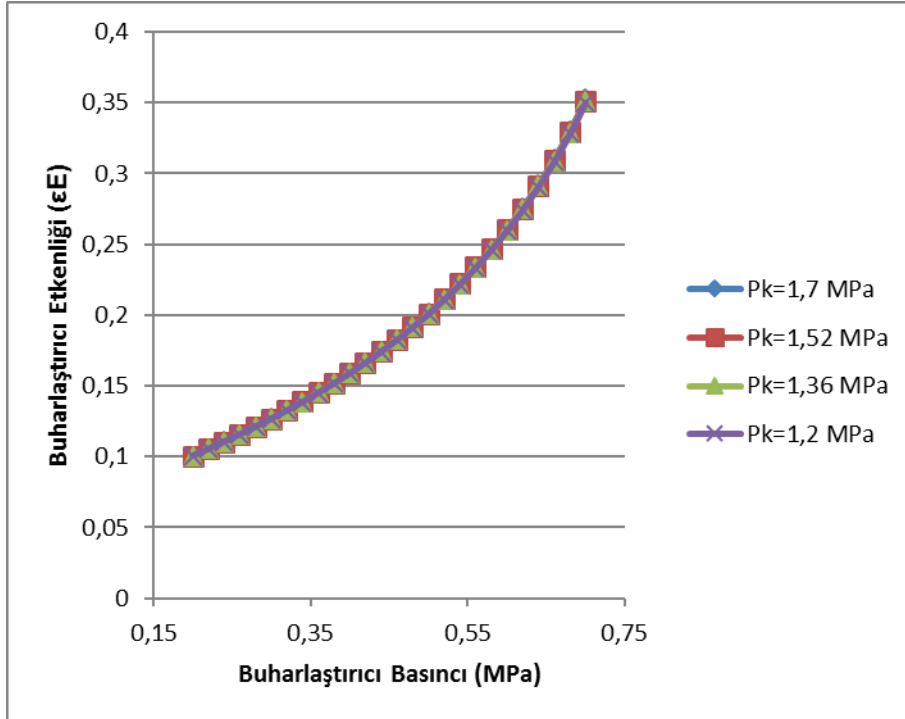
Şekil 7.58. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



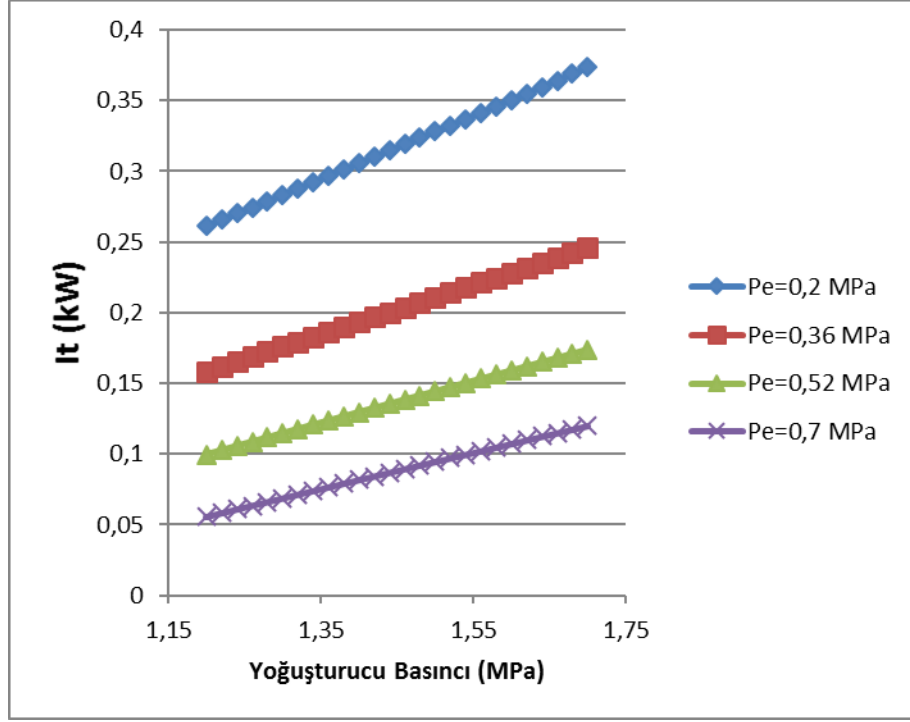
Şekil 7.59. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



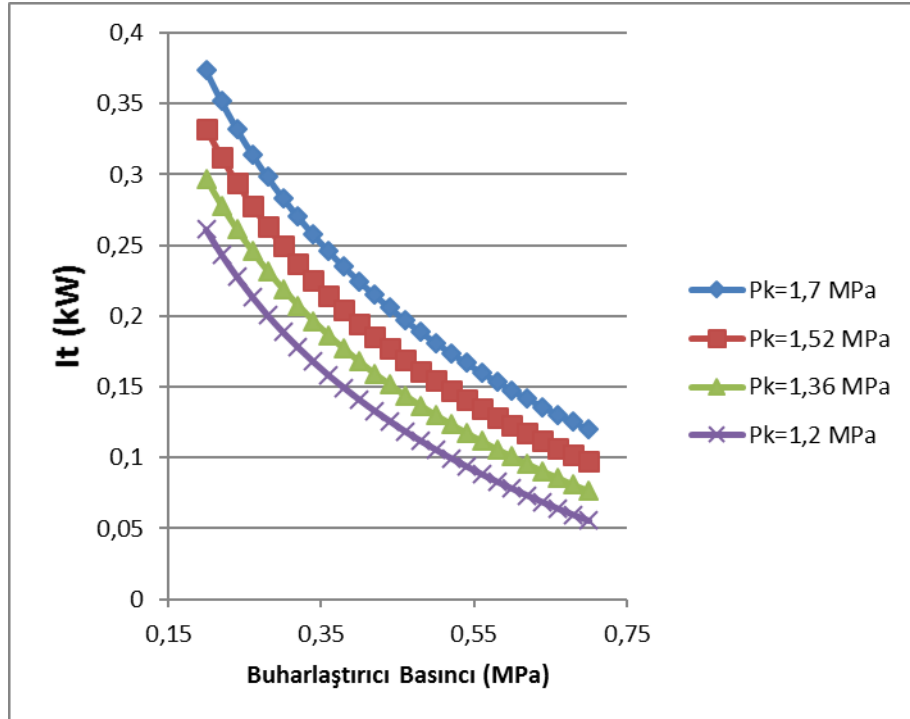
Şekil 7.60. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



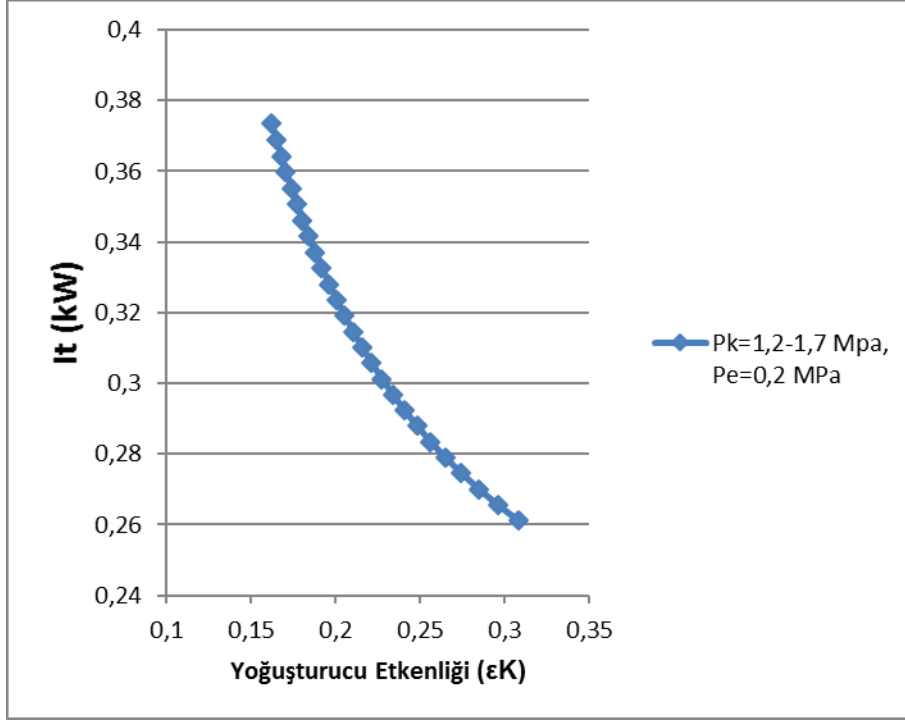
Şekil 7.61. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R125/R143a/R134a;15/75/10) ($\eta_c=0,85$).



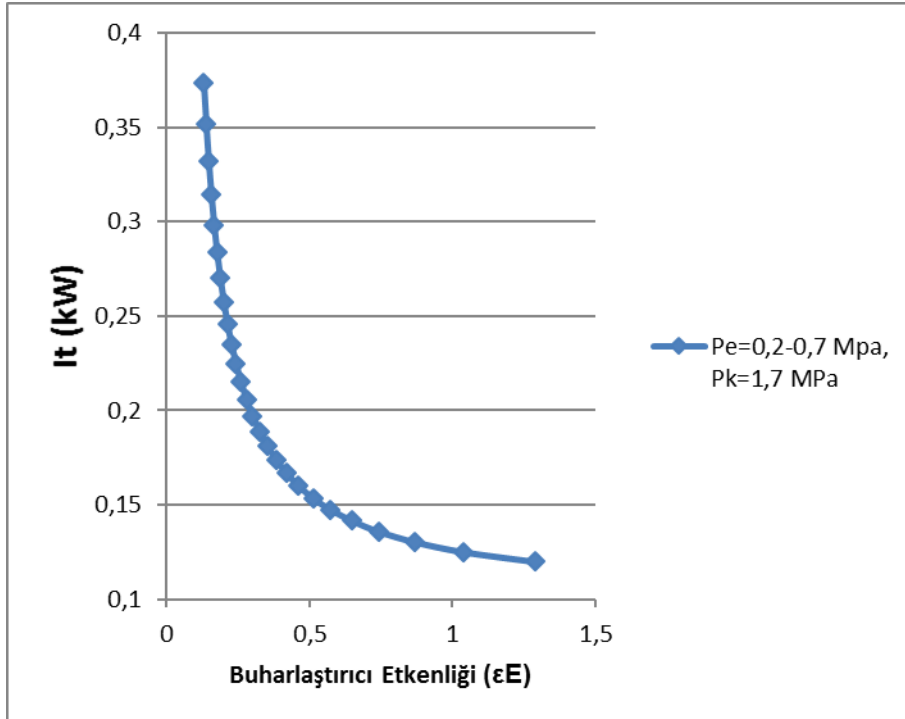
Şekil 7.62. Yoğuşturucu basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a; 15/5/80) ($\eta_c=0,85$).



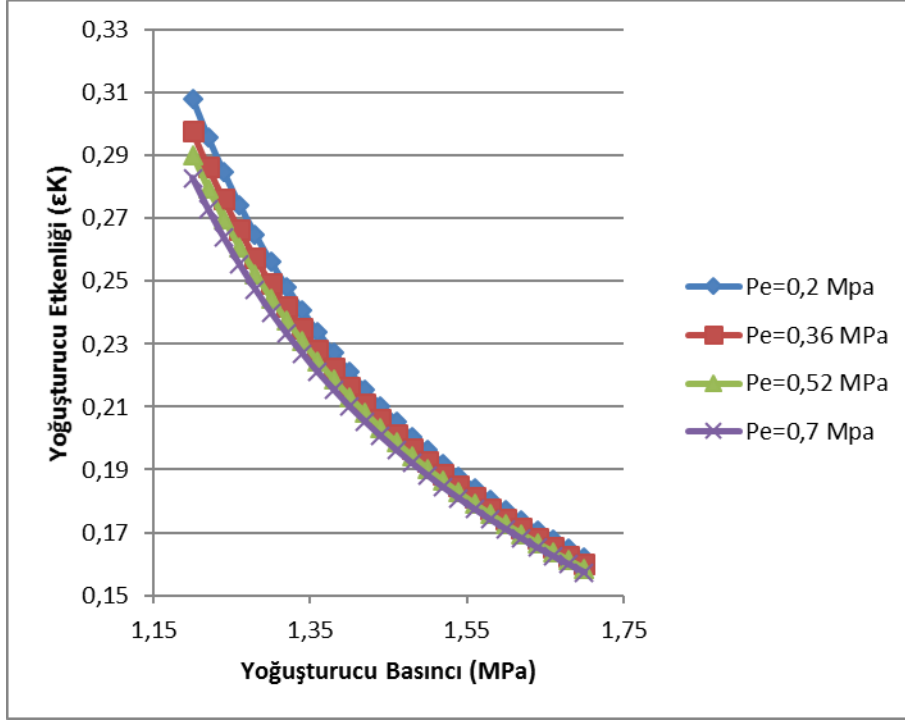
Şekil 7.63. Buharlaştırıcı basıncına göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a; 15/5/80) ($\eta_c=0,85$).



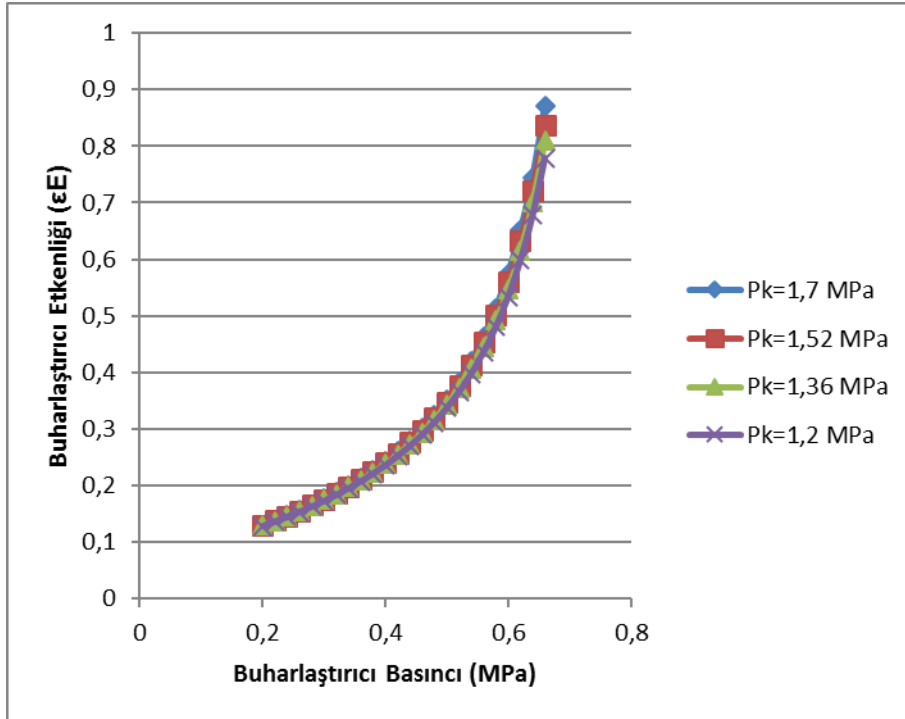
Şekil 7.64. Yoğuşturucu etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).



Şekil 7.65. Buharlaştırıcı etkenliğine göre toplam tersinmezliğin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).



Şekil 7.66. Yoğuşturucu basıncına göre yoğuşturucu etkenliğinin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).



Şekil 7.67. Buharlaştırıcı basıncına göre buharlaştırıcı etkenliğinin değişimi (R32/R125/R134a;15/5/80) ($\eta_c=0,85$).

7.5. SİSTEMİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Termoekonomi ve optimizasyon hakkında detaylı bilgi bölüm 6'da verilmişti. Bu bölümde, yapısal bağ katsayısı yöntemi kullanılarak sistemin termoekonomik optimizasyonu yapılmış ve her bir soğutucu akışkan karışımı için optimum sıcaklık, basınç ve etkenlik katsayıları hesaplanmıştır.

7.5.1. Yapısal Bağ Katsayısı (C.S.B.)

C.S.B. şöyle tanımlanır [3]:

$$\sigma_{k,i} = \frac{\left(\frac{\partial I_T}{\partial x_i} \right)}{\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)} \quad (7.55)$$

Bu denklemde belirtilen,

I_k : Sistemdeki k. elemanın tersinmezliği,

x_i : Sistem parametresi,

$\sigma_{k,i}$: Sistemdeki k. elemanın tersinmezliğini etkileyen x_i sistem parametresinin yapısal bağ katsayısıdır (C.S.B.).

Burada sistemin denge durumunda olduğu ve sisteme giren enerjinin kalitesinin değişmediği kabul edilmektedir. Bu giriş enerjisinin, bir yakıt vasıtasıyla, elektrik enerjisiyle veya buhar sağlayıcısıyla; sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmiştir. x_i 'deki değişimin etkisi, çıkış ekserjisi sabit durumda iken, girişteki ekserjinin miktarını değiştirmektedir. Çıkış ekserjisinin sabit kabul edilmesi, pratikte kullanılan bir sistemin incelenmesinde, sisteme olan girdilerden daha ziyade çıktıların önemli olduğu durumlarla uyumlu olur. Yani sisteme giren ekserji bilindiği için, sistem çıkışındaki ekserji sabit alınır, analizin daha verimli olacağı belirtilmiştir. Bu durum aşağıdaki denklemlerle ifade edilir:

$$\dot{E}_{giriş} = \dot{E}_{çıkış} + \dot{I}_T \quad , \quad \dot{E}_{çıkış} = sbt. \quad (7.56)$$

$$\Delta \dot{E}_{giriş} = \Delta \dot{I}_T \quad (7.57)$$

Sistemin ekserji dengesi dikkate alındığında, sistemin tersinmezliğindeki değişim, girişteki ekserjinin değişimine eşit olduğu tespit edilmektedir.

(7.57) denklemine göre, sistemin tersinmezliğinin değişimi, girişteki ekserji değişimine eşittir.

7.5.1.1. C.S.B'nin Özellikleri

1. Eğer, $\sigma_{k,i} > 1$ ise,

Sistem girişindeki tersinmezliğin azalması (ilk ekserji kazancı), sistemde k. elemanın tersinmezliğinin azalmasından daha büyüktür. Burada k'nıncı eleman optimizasyona tabi tutulmalıdır. Çünkü bu eleman sistemin çalışmasını daha çok etkiler.

2. Eğer, $\sigma_{k,i} < 1$ ise,

k. elemanın tersinmezliğinin azalması diğer elemanın tersinmezliğini artırır. $\sigma_{k,i}$ 'nin bu aralıkta değişen değerleri uygun olmayan sistem yapısını ifade eder.

3. Eğer, $\sigma_{k,i} = 0$ ise (özel durum),

k. elemanın performansının düzelmesi, diğer elemanların performansının azalmasına ayarlanır. Böylece sistem verimine etki etmez. Sistem yapısı bütün sistemde bulunan yerel performansların gelişmelerinin faydalarına izin vermez.

4. Eğer, $\sigma_{k,i} < 0$ ise,

x_i diğer elemanları k . elemandan daha çok etkiler. k 'ncü elemanın tersinmezliği azaltırken, diğer elemanların tersinmezliğini daha yüksek miktarda artırır [3].

7.5.1.2. Termoekonomik Optimizasyon Uygulaması (C.S.B. Yöntemi)

Optimizasyonun amacı, ele alınan bir sistemin yıllık işletme maliyeti içinde en düşük işletme maliyetini bulmak ve böylece en düşük yatırım maliyetini hesaplamaktır. Optimizasyonun ilk aşaması, sistem parametresini belirlemektir (x_i). Soğutma sisteminin k . elemanını etkileyen x_i , ayrıca dolaylı yoldan tüm sistemin performansını da etkiler. Diğer bir deyişle, x_i 'deki herhangi bir değişim, sistemde bulunan diğer elemanların tersinmezliklerinin değişmesine neden olur. Sistemin herhangi bir elemanının tersinmezliğindeki artış veya ekserji tüketimi, sisteme ilave ekserji girişini gerektirir [3].

Bu optimizasyon yönteminde, sisteme olan ekserji girişi parametresi sisteme ekserji girişinin kompresör aracılığıyla elektrik enerjisinin verilmesidir. İşletme maliyeti, elektrik enerjisi tüketimi üzerinden hesaplanacaktır.

7.5.1.3 Optimizasyon Eşitliği

Optimizasyon işlemi için toplam yıllık işletme maliyeti aşağıda verilmiştir [3] :

$$M_T(x_i) = t_{\text{çal}} M_{\text{giriş}} E_{\text{giriş}}(x_i) + a^c \sum_{i=1}^n M_1^M(x_i) + b^M \quad (7.58)$$

Bu denklemde belirtilen,

$t_{\text{çal}}$: Yıllık çalışma süresi (saat),

$M_{\text{giriş}}$: Ekserji giriş birim fiyatı (\$/kW)

- a^c : Sermaye iyileşme faktörü,
 M_1^M : Sistem elemanlarının yatırım maliyeti (1...n),
 b^M : Optimizasyonla etkilenmemiş yıllık maliyettir.

(7.57) ve (7.58) denklemlerinin türevi alınır ve düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\partial E_{giriş}}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (7.59)$$

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{cal} M_{giriş} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{i=1}^n \frac{\partial M_1^M}{\partial x_i} \quad (7.60)$$

(7.60) denkleminde, eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse,

$$a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial M_l^M}{\partial x_i} = a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial M_l^M}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (7.61)$$

(7.61) denklemi oluşur. Bu denklemde, $l \neq k$. Bunun anlamı, l simgesi, optimizasyon uygulanan eleman dışındaki bir elemanı ifade etmektedir. Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse,

$$\sum_{l=1}^n \frac{\partial M_l^M}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{l=1}^n \left[\frac{\partial M_l^M}{\partial I_k} \right] \quad (7.62)$$

denklemi meydana gelir. Denklemin en sağ tarafındaki terim sermaye maliyet katsayısını verir.

$$\beta_{k,i} = \sum_{l=1}^n \left[\frac{\partial M_l^M}{\partial I_k} \right] \quad (7.63)$$

$\beta_{k,i}$: Sermaye maliyet katsayısı

(7.61) ve (7.63) denklemleri, (7.60) denkleminde yerine yazılırsa, denklem son şeklini alır ve aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{cal}} M_{\text{giriş}} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \beta_{k,i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (7.64)$$

Denklem 7.55'den,

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (7.65)$$

Denklem (7.65), (7.64)'de yerine yazılıp düzelenirse,

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{cal}} M_{\text{giriş}} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \beta_{k,i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (7.66)$$

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{cal}} \left(M_{\text{giriş}} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{\text{cal}}} \beta_{k,i} \right) \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (7.67)$$

Sermaye maliyet katsayısı değeri k. eleman için düzenlenip (7.63) denkleminde yerine yazıldığında (7.68) denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial M_T}{\partial x_i} = t_{\text{cal}} M_{k,i}^1 \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \quad (7.68)$$

Elde edilen (7.68) denkleminin sonucunu sıfır yapan x_i değeri, optimum değerdir. Diğer bir deyişle, (7.68) denkleminde görüldüğü gibi işletme maliyetinin türevini sıfır yapan x_i değeri termoekonomik olarak optimize edilmiş değerdir.

Burada $M_{k,i}^1$ terimi aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir ve lokal tersinmezlik için birim maliyet olarak adlandırılır [3].

$$M_{k,i}^1 = M_{giriş} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{çal}} \beta_{k,i} \quad (7.69)$$

(7.69) denklemi (7.68) denkleminde yerine yazılır ve denklem sıfıra eşitlenirse, optimizasyon denklemi elde edilmiş olur.

$$\left(\frac{\partial I_k}{\partial x_i} \right)_{opt} = \left(-\frac{a^c}{t_{çal} M_{k,i}^1} \right) \left(\frac{\partial M_k^M}{\partial x_i} \right) \quad (7.70)$$

Burada elde edilen (7.67) denklemi, sistemdeki k. elemanın x_i parametresine göre termoekonomik olarak optimizasyonunu vermektedir.

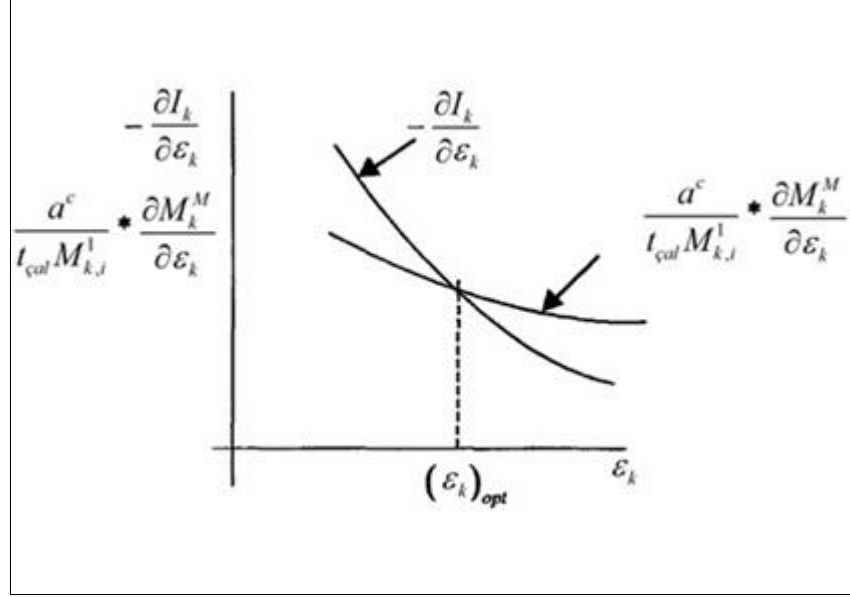
Bu denklemde verilen,

M_k^M : Sistemdeki k. elemanın yatırım maliyeti (\$),

$M_{k,i}^1$: Sistemdeki k. elemanın yerel tersinmezlik birim maliyeti (\$/kW),

I_k : Sistemdeki k. elemanın tersinmezliğidir.

Tersinmezlik birim maliyeti $M_{k,i}^1$, tüm sistemden ziyade, optimize edilmiş elemanın parametrelerini optimizasyon eşitliğinde bulundurur. Sermaye maliyet katsayısı $\beta_{k,i}$, optimize edilmiş eleman ile diğer elemanların sermaye maliyet değişimini gösterir. Bu işlemi söz konusu elemanın tersinmezliğinin değişimi ile yapar. Bazı durumlarda bu katsayı sıfır olur.



Şekil 7.68. Grafik yöntemle optimum ısı değıştiricisi etkenliğinin belirlenmesi [3].

Optimizasyon yapılırken verilecek en önemli karar, x_i değışken eleman parametrelerinin seçiminin doğru yapılmasıdır. I_k ve M_k , bu parametre ile ilgili olmak durumundandır. Isı değıştiricileri için, ısı transfer alanı ya da etkenlik katsayısı ısı değıştiricisinin performansına etki eder. Kompresör için ise genellikle verim değeri kullanılır. Toplam yatırım maliyeti verime bağılıdır. İzentropik sıkıştırma verimi, parametre olarak kullanılabilir. Şekil 7.68.'de optimizasyonun grafiksel ifadesi gösterilmiştir. Burada, tersinmezlik ifadesinin etkenlik katsayısına göre türevi eğrisinin optimizasyon denkleminin eğrisiyle kesiştiği noktada optimum değerin elde edilmesi ifade edilmiştir.

7.5.1.4. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Optimizasyon Eşitlikleri

Yoğuşturucu Hesabı

(7.70) denklemi yoğuşturucu için yazılacak olursa, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} \right)_{opt} = \left(-\frac{a^c}{t_{cal} M_{K,\varepsilon_K}^1} \right) \left(\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K} \right) \quad (7.71)$$

$$M_{K,\varepsilon_K}^1 = M_{giriş} \sigma_{K,\varepsilon_K} + \frac{a^c}{t_{çal}} \beta_{K,\varepsilon_K} \quad (7.72)$$

$$\sigma_{K,\varepsilon_K} = \frac{\left(\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K} \right)}{\left(\frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} \right)} \quad (7.73)$$

$$\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K} = \frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} \quad (7.74)$$

(7.74) denklemi, sistemi oluşturan her eleman için geçerlidir. Bunun anlamı, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezliğinin kendi etkenlik katsayısına göre türevi, sistemin toplam tersinmezliğinin o elemanın etkenlik katsayısına göre türevine eşittir. Yani $\sigma=1$ 'dir.

$$\beta_{K,\varepsilon_K} = \frac{\partial M_E^M}{\partial I_K} + \frac{\partial M_{G.V.}^M}{\partial I_K} \quad (7.75)$$

(7.75) denkleminde $\frac{\partial M_{G.V.}^M}{\partial I_K} = 0$ 'dır. Çünkü optimizasyon formülünü elde etmek için

toplam tersinmezliğin türevi alınmıştır. Genleşme valfinin toplam tersinmezliğe bir etkisinin olmadığı, toplam tersinmezlik denkleminde görülmektedir. Bu denklemlerde belirtilen,

∂M_E^M : Buharlaştırıcının yatırım maliyeti (\$),

∂M_K^M : Yoğuşturucunun yatırım maliyeti (\$)

$\partial M_{G.V.}^M$: Genleşme valfinin yatırım maliyetidir(\$).

$$\frac{\partial M_E^M}{\partial I_K} = \frac{\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E} \frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E}}{\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E} \frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_E}} = \frac{\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}}{\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E}} \quad (7.76)$$

$$\beta_{K,\varepsilon_K} = \frac{\partial M_E^M}{\partial I_K} = \left[\begin{array}{c} \frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E} \\ \frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E} \end{array} \right] \quad (7.77)$$

Elde edilen (7.72), (7.73), (7.74), (7.75), (7.76) ve (7.77) denklemleri (7.71) genel optimizasyon denkleminde yerine yazılırsa (7.78) denklemi elde edilir.

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} \right)_{opt} = - \frac{\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K}}{\frac{t_{\text{cal}} M_{\text{giriş}}}{a^c} + \frac{\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}}{\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E}}} \quad (7.78)$$

Burada elde edilen (7.78) denklemi yoğuşturucunun, ısı değiştirici etkenliğine bağlı olarak değişen termoekonomik optimizasyon eşitliğidir.

Buharlaştırıcı Hesabı

(7.67) denklemi buharlaştırıcı için yazılacak olursa, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E} \right)_{opt} = \left(- \frac{a^c}{t_{\text{cal}} M_{E,\varepsilon_E}^1} \right) \left(\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E} \right) \quad (7.79)$$

Yoğuşturucu için yapılan tüm işlemler buharlaştırıcı için de aynı şekilde yapılır.

$$\beta_{E,\varepsilon_E} = \frac{\partial M_K^M}{\partial I_E} = \left[\begin{array}{c} \frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K} \\ \frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K} \end{array} \right] \quad (7.80)$$

(7.80) denklemi elde edilir. Bu denklem (7.79)'de yerine yazılırsa, eşitlik son şeklini almış olur.

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E} \right)_{opt} = - \frac{\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}}{\frac{t_{\text{çal}} M_{\text{giriş}}}{a^c} + \frac{\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K}}{\frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K}}} \quad (7.81)$$

Burada elde edilen (7.81) denklemi buharlaştırıcının, ısı değiştirici etkenliğine bağlı olarak değişen termoekonomik optimizasyon eşitliğidir.

7.5.1.5. Sistem Bileşenlerinin Formülasyonu

Yoğuşturucu Hesabı

Bölüm 7.2.1.5.'de sistem elemanlarının toplam tersinmezliğini veren ifade kullanılarak toplam tersinmezlik hesaplanmıştır. Toplam tersinmezliği veren (7.53) eşitliği kullanılarak, sistemi oluşturan her bir elemanın türevi bulunabilir.

$$\frac{\partial I_{top}}{\partial \varepsilon_K} = \frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial \varepsilon_K} \frac{\varepsilon_K C_{\min} (T_2 - T_{kg})}{T_{kç} - T_{kg}} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} \right] \quad (7.82)$$

$$\frac{\partial I_{top}}{\partial \varepsilon_K} = \frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} = T_0 \left[\frac{C_{\min} (T_2 - T_{kg})}{T_{kç} - T_{kg}} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} \right] \quad (7.83)$$

Buharlaştırıcı Hesabı

$$\frac{\partial I_{top}}{\partial \varepsilon_E} = \frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial \varepsilon_E} \frac{\varepsilon_E C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{T_{eg} - T_{eç}} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right] \quad (7.84)$$

$$\frac{\partial I_{top}}{\partial \varepsilon_E} = \frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E} = T_0 \left[\frac{C_{\min} (T_{eg} - T_4)}{T_{eg} - T_{eç}} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right] \quad (7.85)$$

7.5.1.6. Optimizasyon Eşitliklerindeki Veriler ve Hesaplanması

Sermaye iyileşme katsayısı aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır [4]:

$$a^c = \frac{f_y (1 + f_y)^N}{(1 + f_y)^N - 1} \quad (7.86)$$

Bu denklemde verilen,

f_y : Yıllık faiz oranı (%),

N : Sistemin kendini amorti etme süresidir (yıl).

(7.75) ve (7.78) denklemlerinin çözülebilmesi için gerekli veriler aşağıda verilmiştir:

$t_{çal}$: 1200 saat/yıl

$M_{giriş}$: 0,09 \$/kW-h

a^c : 0,329 (denklem (7.88) ile yıllık dolar faizi %12 için hesaplandı)

N : 4 yıl

Burada M_E^M ve ∂M_K^M değerleri çalışma akışkanı olarak kullanılan soğutucu akışkan karışımlarının her biri için, ısı değiştiricisi kapasitelerine göre bulunan fiyatların etkenlik katsayılarına uyarlanarak bulunmuştur.

Aşağıda her bir soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı soğutma sistemlerindeki yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıların etkenlikle değişen maliyet denklemleri verilmiştir.

$$M_K^M = 625,43\varepsilon_K + 78,64 \quad (\$) [46,47]$$

$$M_E^M = 912,62\varepsilon_E + 89,65 \quad (\$) [46,47]$$

Yukarıda verilen değerler ve bulunan türevler (7.75) ve (7.78) denklemlerinde yerlerine yazılarak termoekonomik optimizasyon işlemi yapılır.

$$\beta_K = \frac{\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K}}{T_0 \left[\frac{C_{\min,K}(T_2 - T_{kg})}{T_{kç} - T_{kg}} \ln \frac{T_{kç}}{T_{kg}} \right]} \quad (7.87)$$

$$\beta_E = \frac{\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E}}{T_0 \left[\frac{C_{\min,E}(T_{eg} - T_4)}{T_{eg} - T_{eç}} \ln \frac{T_{eç}}{T_{eg}} \right]} \quad (7.88)$$

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial \varepsilon_K} \right)_{opt} = \frac{\left(\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K} \right)}{\frac{t_{çal} M_{giriş}}{a^c} + \left(\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E} \right) \frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_E}} \quad (7.89)$$

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial \varepsilon_E} \right)_{opt} = \frac{\left(\frac{\partial M_E^M}{\partial \varepsilon_E} \right)}{\frac{t_{çal} M_{giriş}}{a^c} + \left(\frac{\partial M_K^M}{\partial \varepsilon_K} \right) \frac{\partial I_T}{\partial \varepsilon_K}} \quad (7.90)$$

Bu bağıntılar Microsoft Excel programında yazılarak her bir soğutucu akışkan için hesaplamalar ayrı ayrı yapılmıştır. Optimum değerler bu hesaplamalar sonucunda elde edilmiş ve aşağıda sonuçlar kısmında açıklanmıştır.

7.5.1.7. Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları

(7.89) ve (7.90) denklemleriyle verilen tasarım parametreleri kullanılarak, her bir soğutucu akışkan karışımı için bilgisayar yardımıyla hesaplama yapılarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı etkenlik katsayılarının termoekonomik optimizasyon sonuçları elde edilmiştir. Sistemin termoekonomik optimizasyon sonuçları, Çizelge 7.1 – Çizelge 7.2’de gösterilmiştir. Örneğin, $P_k=1,7$ MPa ve $P_e=0,2 - 0,7$ MPa’da iken optimum buharlaştırıcı etkenlik katsayısı, R32/R134a(20;80) soğutucu akışkan karışımı için $\epsilon_e=0,55$; R600a/R134a(80;20) soğutucu akışkan karışımı için $\epsilon_e=0,94$; R152a/R134a(90;10) soğutucu akışkan karışımı için, $\epsilon_e=0,78$; R125/R143a/R134a(15;75;10) soğutucu akışkan karışımı için $\epsilon_e=0,35$; R32/R125/R134a(15;5;80) soğutucu akışkan karışımı için ise $\epsilon_e=0,87$ olarak bulunmuştur. Burada aynı şekilde buharlaştırıcı basıncı sabit tutularak yoğuşturucu için optimum ısı değiştirici etkenlik katsayıları bulunmuştur ve yukarıda adı geçen çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 7.1. Çeşitli yoğuşturucu basınçları için, termoekonomik olarak optimize edilmiş buharlaştırıcı basınçları ve etkenlik katsayıları.

$P_K=1.7 \text{ MPa}$				
	$T_K(^{\circ}\text{C})$	$T_E(^{\circ}\text{C})$	$P_E(\text{MPa})$	ϵ_E
R32/R134a(20;80)	46.1	12.7	0.58	0.451
R600a/R134a(80;20)	74.7	11.2	0.26	0.437
R290/R134a(90;10)	47.0	10.2	0.66	0.478
R152a/R134a(90;10)	65.2	8.9	0.36	0.452
R125/R143a(10;90)	36.7	-	-	-
R32/R125(80;20)	25.2	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	30.7	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	37.6	-3.1	0.6	0.283
R125/R143a/R134a(15;75;10)	38.5	-	-	-
R32/R125/R134a(15;5;85)	47.6	12.6	0.56	0.462
$P_K=1.52 \text{ MPa}$				
	$T_K(^{\circ}\text{C})$	$T_E(^{\circ}\text{C})$	$P_E(\text{MPa})$	ϵ_E
R32/R134a(20;80)	41.5	13.8	0.6	0.502
R600a/R134a(80;20)	69.0	11.2	0.26	0.420
R290/R134a(90;10)	42.0	10.1	0.66	0.475
R152a/R134a(90;10)	60.3	8.9	0.36	0.452
R125/R143a(10;90)	32.2	-	-	-
R32/R125(80;20)	21.0	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	26.3	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	32.9	-15.2	0.40	0.405
R125/R143a/R134a(15;75;10)	33.9	-2.7	0.52	0.269
R32/R125/R134a(15;5;85)	43.0	12.5	0.56	0.653

Çizelge 7.1. (devam ediyor).

P _K =1.36 MPa				
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E
R32/R134a(20;80)	37.0	14.8	0.62	0.527
R600a/R134a(80;20)	63.5	11.2	0.26	0.404
R290/R134a(90;10)	37.1	11.2	0.68	0.525
R152a/R134a(90;10)	55.6	8.9	0.36	0.452
R125/R143a(10;90)	27.9	-	-	-
R32/R125(80;20)	17.0	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	22.0	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	28.5	-	-	-
R125/R143a/R134a(15;75;10)	29.5	-10.5	0.4	0.366
R32/R125/R134a(15;5;85)	38.5	13.6	0.58	0.491
P _K =1.2 MPa				
	T _K (°C)	T _E (°C)	P _E (MPa)	ε _E
R32/R134a(20;80)	32.2	15.8	0.64	0.572
R600a/R134a(80;20)	57.5	13.5	0.28	0.462
R290/R134a(90;10)	31.9	11.2	0.68	0.521
R152a/R134a(90;10)	50.5	8.9	0.36	0.452
R125/R143a(10;90)	23.0	-	-	-
R32/R125(80;20)	12.7	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	17.4	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	23.6	-28.9	0.24	0.489
R125/R143a/R134a(15;75;10)	24.6	-	-	-
R32/R125/R134a(15;5;85)	33.7	14.7	0.6	0.533

Çizelge 7.2. Çeşitli buharlaştırıcı basınçları için, termoeconomik olarak optimize edilmiş yoğuşturucu basınçları ve etkenlik katsayıları.

$P_E=0.2 \text{ MPa}$				
	$T_E(^{\circ}\text{C})$	$T_K(^{\circ}\text{C})$	$P_K(\text{MPa})$	ϵ_K
R32/R134a(20;80)	-16.5	-	-	-
R600a/R134a(80;20)	3.3	-	-	-
R290/R134a(90;10)	-26.3	-	-	-
R152a/R134a(90;10)	-7.4	-	-	-
R125/R143a(10;90)	-31.6	26.7	1.32	0.530
R32/R125(80;20)	-37.4	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	-34.6	26.6	1.44	0.562
R125/R143a/R290(10;85;5)	-31.2	27.2	1.28	0.503
R125/R143a/R134a(15;75;10)	-28.7	31.2	1.42	0.346
R32/R125/R134a(15;5;85)	-15.7	-	-	-
$P_E=0.36 \text{ MPa}$				
	$T_E(^{\circ}\text{C})$	$T_K(^{\circ}\text{C})$	$P_K(\text{MPa})$	ϵ_K
R32/R134a(20;80)	-1.2	34.7	1.28	0.284
R600a/R134a(80;20)	21.0	-	-	-
R290/R134a(90;10)	-10.7	-	-	-
R152a/R134a(90;10)	8.9	50.6	1.2	0.143
R125/R143a(10;90)	-16.2	28.4	1.38	0.403
R32/R125(80;20)	-23.2	-	-	-
R32/R125/R143a(20;10;70)	-19.8	28.8	1.62	0.448
R125/R143a/R290(10;85;5)	-15.6	28.2	1.5	0.432
R125/R143a/R134a(15;75;10)	-13.4	28.9	1.34	0.389
R32/R125/R134a(15;5;85)	-0.4	35.4	1.24	0.276

Çizelge 7.2. (devam ediyor).

P _E =0.52 MPa				
	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	9.3	-	-	-
R600a/R134a(80;20)	34.4	-	-	-
R290/R134a(90;10)	1.9	44.3	1.6	0.165
R152a/R134a(90;10)	20.3	-	-	-
R125/R143a(10;90)	-5.5	32.3	1.52	0.294
R32/R125(80;20)	-13.3	13.9	1.24	0.372
R32/R125/R143a(20;10;70)	-9.3	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	-4.8	30.9	1.6	0.334
R125/R143a/R134a(15;75;10)	-2.7	34	1.52	0.269
R32/R125/R134a(15;5;85)	10.3	-	-	-
P _E =0.7 MPa				
	T _E (°C)	T _K (°C)	P _K (MPa)	ε _K
R32/R134a(20;80)	18.7	-	-	-
R600a/R134a(80;20)	45.7	-	-	-
R290/R134a(90;10)	12.3	-	-	-
R152a/R134a(90;10)	30.4	-	-	-
R125/R143a(10;90)	4.0	-	-	-
R32/R125(80;20)	-4.6	15.54	1.3	0.545
R32/R125/R143a(20;10;70)	0.5	-	-	-
R125/R143a/R290(10;85;5)	4.8	-	-	-
R125/R143a/R134a(15;75;10)	6.7	-	-	-
R32/R125/R134a(15;5;85)	19.7	-	-	-

BÖLÜM 8

SONUÇLAR

Soğutucu akışkanların kullanımının sınırlandırılması ve tamamen yasaklanmasını içeren Montreal Protokolü sonucunda soğutma sektöründe kullanılacak çevre kirliliğini azaltacak aynı performansa sahip yeni soğutucu akışkanlara ihtiyaç duyulacaktır. Bu durumda soğutucu akışkan karışımlarının performanslarının incelenmesi önem kazanmaktadır.

Yapılan çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bilinen soğutucu akışkanlar (R12, R22 ve R502) yerine kullanılacak soğutucu akışkan karışımları kullanılarak termoekonomik analiz yapılmıştır. Analiz sonuçları grafik ve çizelgelerle verilmiştir. Termodinamik (tersinmezlik) ve ekonomik (yatırım ve işletme maliyetleri) yönden optimizasyon işlemi T. J. Kotas'ın optimizasyon için geliştirdiği matematik model kullanılarak yapılmıştır [3]. Diğer işletme şartları sabit tutularak 1 kW soğutma gücü için hesaplamalar yapılmıştır. Aynı hesaplamalar değişik yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarına karşılık gelen sıcaklıklar REFPROP yazılımından bulunarak hesaplamalar tekrarlanmıştır [43]. Basınçlar belirlenerek sıcaklıkların elde edilme sebebi ise, soğutucu akışkan karışımlarında faz değişimi sırasında sıcaklığın sabit kalmamasıdır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde, yoğuşturucu sıcaklığı artışıyla soğutma tesir katsayısının (COP) azaldığı, ekserji kayıpları ve tersinmezliğin arttığı sonucuna ulaşılmıştı. Aynı şekilde, buharlaştırıcı basınç değerleri olarak 0,2 MPa ile 0,7 MPa alınarak bu değerlere karşılık gelen sıcaklık değerleri ile işlemler yapılmıştır. Bu hesaplar sonucunda, sıcaklık arttıkça performansın arttığı ve ekserji kayıplarının azaldığı görülmüştür. Bu sonuçlar, M. Özkaymak'ın ve A. E. Akdağ'ın bulduğu sonuçlara paralellik göstermektedir [20,31].

Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla ısı değiştiricisi etkenlik katsayısı artmakta, yukarıda belirtildiği üzere tersinmezliğin de azalmakta olduğu tespit edilmiştir. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla ise ısı değiştiricisi etkenlik katsayısının azaldığı ve tersinmezliğin de arttığı tespit edilmiştir. Isı değiştiricisi etkenliği ile tersinmezlik miktarının ters orantılı olduğu grafiklerde gösterilmiştir. Bu sonuç A. Koçoğlu'nun elde ettiği sonuçlarla paralellik göstermektedir.

Termoekonomik optimizasyon sonucunda çeşitli buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları için optimum buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı değiştiricisi etkenlik katsayıları hesaplanmıştır. Sonuçlar tablolar halinde gösterilmiştir (Bölüm 7). Çizelge 8.1'de 0,52 MPa'a denk gelen buharlaştırıcı sıcaklığı için her bir soğutucu akışkan karışımı için optimum yoğuşturucu etkenlik katsayıları görülmektedir. Örneğin $P_E=0,52$ MPa iken R32/R125(80;20) soğutucu akışkan karışımı için optimum etkenlik katsayısı değeri bulunduğunda, optimum yatırım ve işletme maliyetine sahip olurken, aynı zamanda optimum tersinmezliğe ($I_t=0,103$ kJ/kg) ve soğutma tesir katsayısına (COP=7,06) sahip olacaktır.

Çizelge 8.1. $P_E=0,52$ MPa ve $P_E=0,7$ MPa için optimum çalışma parametreleri (R32/R125; 80/20)

P_E (MPa)	0,52	0,7
T_K (°K)	287,04	288,69
$(COP)_{opt}$	7,06	10,1
$(\mathcal{E}_K)_{opt}$	0,372	0,545
$(I_t)_{opt}$	0,103	0,067

Çalışma akışkanı olarak kullanılan soğutucu akışkan karışımları için bulunan sonuçlara bakıldığında, R32/R134a(20;80), R600a/R134a(80;20), R290/R134a(90;10), R152a/R134a(90;10) ve R32/R125/R134a(15;5;85) soğutucu akışkanlarının kullanıldığı sistemlerinde buharlaştırıcı etkenliği sistem için belirleyici olmaktadır. R125/R143a (10;90), R32/R125 (80;20), R32/R125/R143a (20;10;70), R125/R143a/R290 (10;85;5) ve R125/R143a/R134a (15;75;10) soğutucu akışkanlarının kullanıldığı sistemlerde ise yoğuşturucu etkenliği sistem için

belirleyici olmaktadır. Burada kullanılan soğutucu akışkan karışımları için belirli sıcaklık değerlerinde optimizasyon gerçekleştirilmemiştir. Bunun sebebi ise verilen giriş değerleri sonucunda etkenlik katsayılarının düşük çıkmasıdır. Bu durum da bu soğutucu akışkanların bu sıcaklık ve basınçlarda verimli çalışamayacağını göstergesi olarak yorumlanmıştır. Çünkü her soğutucu akışkanın optimum çalışma aralığı birbirinden farklıdır.

Hesaplamalar sonucunda elde edilen verilere göre giriş değeri olarak alınan buharlaştırıcı kapasitesinin etkenlik katsayısı üzerinde bir etkisi olmadığı görülmüştür.

Sonuç olarak buhar sıkıştırmalı soğutma sistem tasarımında sistemin performansını doğrudan etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerin, uygun olarak tespit edilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu çalışma, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesi konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara önemli katkılar sağlayacaktır. Ayrıca, ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanların belirlenmesinde soğutucu akışkan karışımları yüksek derecede önemli olduğundan, yeni soğutucu akışkanlar için termoeconomik yönden optimum sistemlerin oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmadaki analizler, bu incelemelere ışık tutacaktır.

KAYNAKLAR

1. Arcaklıoğlu, E., “R12, R22 ve R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının soğutma sistemlerindeki termodinamik analizi”, Doktora Tezi, **Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kırıkkale, 80-120 (2002).
2. İnternet: Çevre ve Şehircilik Bakanlığı İklim Değişikliği Şube Müdürlüğü “Montreal Protokolü”, <http://iklim.cob.gov.tr/iklim/AnaSayfa/montrealptotokolu.aspx?sflang=tr> (2012)
3. Kotas, T. J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis 1st edition”, **Krieger Publishing Company**, İngiltere, 330-375 (1985).
4. Koçoğlu, A., “Termoekonomik optimizasyon of a single stage heat pump” Master Thesis, **M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences**, Ankara, 30-60 (1993).
5. Uysal C., “Bir termik santralin termoekonomik analizi” Yüksek Lisans Tezi, **Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Karabük, 1-10 (2012).
6. Yazıcı H., “Buhar türbinlerinin termoekonomik optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 5-15 (2006).
7. Verda V. and Baccino G., “Thermo-economic approach for the analysis of control system of energy plants” **Energy**, 41 (1): 38-47 (2012).
8. Onat, A., Bulgurcu, H. ve Mollahüseyinoğlu, Ö., “Farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre R-22 ve alternatifi olan soğutucu akışkanların karşılaştırması”, **KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi**, Kahramanmaraş, 10 (1): 77-79 (2007).
9. Bansal P. K., and Purkayastha B., “An experinematal studuy on R290 and a commercial LPG mix as a suitable replacements for R22”, **International Journal of Refrigeration**, 21 (1): 3-17 (1998).
10. Exergy Group, “Nomenclature for the exegy method of thermodynamic analysis”, **Workshop on Second Law of Thermodynamics**, TIBTD 27: 17-1, 17-10, Erciyes Üniversitesi, Kayseri (1990).
11. Chen, Q. and Prasad, R.C., ”Simulation of a vapour-compression refrigeration cycle using HFC 134a and CFC12”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, 26 (4): 513-515 (1999).

12. Arora, A. and Kaushik, S.C., “Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A”, *International Journal of Refrigeration*, 31 (1): 1-8 (2008).
13. Ree, H., “Replacement of R22”, *Bulletin of the International Institute*, 51 (11): 5-16 (1998).
14. Arcaklıoğlu E., Çavuşoğlu A. and Erişen A., “Thermodynamic analysis of refrigerant mixtures for possible replacements for CFCs by an algorithm compiling property data” *Applied Thermal Engineering*, 26 (4): 430-439 (2006).
15. Ataer, Ö., Türkoğlu, E. ve Usta, H., “Küçük üretim kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için CFC-12 yerine HFC-134A ve HFC-404A soğutucu akışkanlarının kullanımı”, *Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı*, Ankara, 20-24 (1999).
16. Demircioğlu A., “R22 ve alternatifleri, R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-10 (2010)
17. Chen, W., “A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners”, *Applied Thermal Engineering*, 28 (1): 1-7 (2008).
18. Dingeç, H., “Thermoeconomic optimization of simple refrigerators” Master Thesis, *M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences*, Ankara, 1-10 (1996).
19. D’Accadia, M., D. and Rossi, F., “Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant”, *International Journal of Refrigeration* 21 (1): 42-54 (1998).
20. Özkaymak, M., “Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termo-ekonomik optimizasyonu”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 20-70 (1998).
21. Kızıllkan, Ö., “Kompresörlü soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkanlar için aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkisinin termodinamik yönden incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 13-14 (2004).
22. Kilicarslan, A., “An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 24 (17-18): 2611-2613 (2004).
23. Fartaj, A., Ting, D.S.K. and Yang, W.W., “Second law analysis of the transcritical CO2 refrigeration cycle”, *Energy Conversion and Management*, 45 (13-14): 1-4 (2003).

24. Al-Otaibi, A.D., Dincer, I. and Kalyon, M., “Thermoeconomic optimization of vapor-compression refrigeration systems”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31 (1): 95-97 (2004).
25. Beşer, E. ve Mobedi, M., “Soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanların aşırı soğutulmasının incelenmesi”, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 694-697 (1999).
26. Khan, J.R. and Zubair, S.M., “Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems” *International Journal of Refrigeration*, 22 (3): 235-243 (1999).
27. Didion, D.A., “The influence of the thermophysical fluid properties the new ozone – safe refrigerants on performance” *Applied Thermodynamics*, 2 (1): 19-35 (1999)
28. Babadağlı A., “Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termoeekonomik optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-6 (2005)
29. Özkaymak M., Kurt H. and Recebli Z. “Thermo-economic optimization of superheating and sub-cooling heat exchangers in vapor-compressed refrigeration system”. *International Journal of Energy Research*, 32 (7): 634-637 (2008)
30. D’Accadia M. D., and Vanoli L., “Thermoeconomic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump”, *International Journal of Refrigeration*, 27 (4): 433 – 441 (2004)
31. Akdağ A. E., “CO₂ Soğutkanlı soğutma sistemlerinin termodinamik ve termoeekonomik analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-12, 32-40 (2010)
32. Qureshi B. A. and Zubair S. M., “Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles”, *International Journal of Refrigeration*, 36 (4): 1243-1253 (2013).
33. Joybari M. M., Hatamipour M. S., Rahimi A. and Modarres F. G., “Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system” *International Journal of Refrigeration*, 36 (4): 1233-1242 (2012).
34. Mitshita R. S., Barreira E. M., Negrao C. O. R. and Hermes C. J. L. “Thermoeconomic design and optimization of frost-free refrigerators”, *Applied Thermal Engineering* 50 (1): 1376-1385 (2012).
35. İnternet: Frigomekanik “Soğutma yöntemleri”, <http://www.frigomekanik.com/index.php?gtr=sogutmarehberi&cat=74&ic=88&lang=tr> (2013).

36. Menlik, T., "Alternatif akışkanlı iki kademeli soğutma sisteminin tasarımı, imali ve performans deneyleri", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 19-37 (2005).
37. Yamankaradeniz R., Horuz İ., Kaynaklı Ö., Çoşkun S. ve Yamankaradeniz N., "Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları 2. Baskı", **Dora Yayıncılık**, Bursa, 13-20, 295-300, 307-314 (2009).
38. Gedik, B., "Ev tipi soğutucularda farklı soğutucu akışkanların performans deneyleri" Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü** Ankara, 20-40 (2004)
39. Özcan H., "Alternatif soğutucu akışkanların performanslarının ekserji yöntemi ile belirlenmesi" Yüksek Lisans Tezi, **Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Karabük, 10-25 (2011).
40. Dinçer İ, and Kanoğlu M., "Refrigeration System and Applications 2nd edition", **John Wiley Publications**, Singapore, 64-68 (2010).
41. Dinçer İ., and Rosen, M.A., "Exergy: Energy, Environments and Sustainable Development 1st edition", **Elsevier Science Publications**, China, 14-102 (2007).
42. Ballı Ö., "Kojenerasyon sistemlerinin enerji, kullanılabilirlik (ekserji) ve ekserjiekonomik analiz yöntemleri kullanılarak performansının değerlendirilmesi" **Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Eskişehir, 38-55 (2008).
43. Lemmon, E.W., McLinden, M.O. and Huber, M.L., "NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP", **NIST Standard Reference Database**, 23-Version 8.0 (2007).
44. Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik Ekonomik Baskı" Darbentli, T., **Literatür Yayıncılık**, İstanbul, 20, 551-552, 529 (1996).
45. Incropera F., P., and DeWitt D., P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th edition", **John Wiley Publications**, USA, 649-660 (2007).
46. İnternet: İdeal Soğutma Ekipmanları "Soğutma Sistemi Tesisat Elemanları", http://www.i-cold.com/urun_dosya/38_TR_katalog.pdf (2013).
47. İnternet: Refkar Soğutma "Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Maliyetleri", <http://www.refkar.com/portfolio-view/shell-tube-evaporator/>, <http://www.refkar.com/portfolio-view/shell-tube-kondenser/> (2013).

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin KAYA 16/08/1988 tarihinde Karabük'te doğdu, ilköğrenimini aynı şehirde tamamladı. Karabük 75. Yıl Anadolu Lisesi'nden 2006 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl Gazi Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2011 yılında mezun olduktan sonra Karabük'te yerel bir çelik konstrüksiyon firmasında saha mühendisliği ve buradan ayrılıp daha sonra da doğalgaz tesisatı yetkili proje mühendisi olarak çalışmıştır. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Aynı yıl Bartın Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Halen Bartın Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışan Hüseyin Kaya evlidir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Bartın Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Ağdacı Mevkii / BARTIN

Tel : (378) 223 5357
E-Posta : hkaya@bartin.edu.tr