

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZ AKIMLARINDAN
TURBOGENLEŞTİRME YOLUYLA EŞANLI
ENERJİ VE ETAN GERİ KAZANIM
SÜREÇLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU

Volkan Ramazan AKKAYA
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE
2009

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

DOĞAL GAZ AKIMLARINDAN
TURBOGENLEŞTİRME YOLUYLA EŞANLI
ENERJİ VE ETAN GERİ KAZANIM
SÜREÇLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU

Volkan Ramazan AKKAYA
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DANIŞMAN
Doç. Dr. Alp Er KONUKMAN

GEBZE

2009



GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ

ENSTİTÜSÜ

MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JÜRİ ONAY FORMU

JÜRİ

ÜYE (BAŞKAN) : Doç. Dr. M. Hakan HOCAOĞLU

ÜYE : Doç. Dr. Alp Er Şevki KONUKMAN

ÜYE : Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR

Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun / / tarih ve / sayılı kararı ile yukarıdaki öğretim elemanlarından oluşmuş jüri tarafından düzenlenen 27/08/2009 tarihli Tez Savunma Tutanağı neticesinde Yüksek Lisans öğrencisi Volkan Ramazan Akkaya'nın çalışması GYTE Mühendislik ve Fen Bilimleri Yönetim Kurulu / / tarih ve ./ ./ sayılı kararıyla Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak onaylanmıştır.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

**TEZ BAŞLIĞI : DOĞAL GAZ AKIMLARINDAN TURBOGENLEŞTİRME
YOLUYLA EŞANLI ENERJİ VE ETAN GERİ KAZANIM
SÜREÇLERİNİN EKSERJİ ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU**

YAZAR ADI : Volkan Ramazan AKKAYA

Dünyanın enerji ihtiyacının önemli bir kısmını karşılayan doğal gaz birçok hidrokarbonun karışımından oluşmaktadır. Ayrı ekonomik değerlere sahip olmaları ve sanayide kullanım alanı bulmaları, bu hidrokarbonların doğal gazdan geri kazanımları için çeşitli yöntemlerin geliştirilmesine neden olmuştur.

Bu çalışmada turbogenleştirici etan geri kazanım süreci Aspen Plus süreç simülatorü ile modellenmektedir. Ekserji analizleri FORTRAN programlama dili ile yazılmış altyordamlar ile yapılmaktadır. Ayrıca, sürecin optimizasyonu için simülator ve optimizasyon paketi arasındaki bağlantı C# programlama dili ile yazılan bir arayüz vasıtası ile yapılmaktadır.

Çalışmada ilk olarak sürecin enerji analizi yapılmıştır. Buna göre sürecin enerji tüketiminin yüksek olduğu ancak ısı entegrasyonu ile bu tüketimde büyük oranda tasarruf sağlanabileceği ortaya çıkmıştır. Yapılan ekserji analizinin sonuçları ise sürecin ekserji performansının enerji tüketimi ile doğrudan ilişkisi olduğunu ve ısı entegrasyonu sonucunda ekserji yıkımında azalma kaydedileceğini işaret etmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında, sürecin çalışma koşullarının ekserji yıkımına etkisi incelenmiş ve minimum yıkımı sağlayan değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, sürecin çalışma sıcaklığının ısı entegrasyonu ile zaten belirlendiği ancak uygun çalışma basıncı ile ekserji yıkımında azalma sağlanabileceği anlaşılmıştır.

Çalışmada son olarak, doğal gaz bileşiminin sürecin ekserji performansına etkisi incelenmiştir. Buna göre, sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma

koşullarının her bileşim için farklı olacağı ortaya çıkmıştır. Buna ek olarak, iki farklı doğal gaz bileşiminin bir turbogenleştirici sürecinin aynı tasarım parametreleri için kullanılabilir olmasının ekserji performansı hedefinden verilecek ödün ile mümkün olacağı anlaşılmıştır.

SUMMARY

SUBJECT : EXERGY ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF SIMULTANEOUS ENERGY AND ETHANE RECOVERY PROCESSES FROM NATURAL GAS STREAMS VIA TURBOEXPANSION

AUTHOR : Volkan Ramazan AKKAYA

Natural gas which is fulfilling major part of world energy requirements consists of many hydrocarbon mixtures. Having their individual economical values and areas of purpose in industry have led to develop various techniques to recover those hydrocarbons from natural gas.

In this study, a turboexpander ethane recovery process is modeled and simulated in Aspen Plus process simulator. Exergy analysis is made by the subroutines written in FORTRAN programming language. Additionally to optimize the process, the connection between simulator and optimization package is made via an interface written in C# programming language.

In the study, firstly energy analysis of the process has been done. Accordingly, it has been revealed that although the energy consumption is high, it is possible to provide savings in this consumption by heat integration. Also, results of exergy analysis have indicated that exergetic performance of the process is directly related with energy consumption and exergy destruction will decrease in consequence of the integration.

In the second part of the study, the effects of the process operating conditions on exergy destruction have been investigated. Operating conditions at minimum exergy destruction have been also calculated. According to the results, it has been realized that operating temperature of the process is already defined by heat integration; however choosing appropriate operating pressure may provide further reduction in exergy destruction.

In the study finally, the effect of natural gas composition on exergetic performance of the process has been investigated. Accordingly, it has been revealed that for each natural gas composition, there exist different operating conditions which provide minimum exergy destruction. It has been also realized that with a compromise in exergetic performance target, it will be possible to use two natural gas compositions for same design parameters of turboexpander process.

TEŞEKKÜR

Tez konumun seçilmesinden tamamlanmasına kadar bana her konuda yardımcı olan tez danışmanım Sayın hocam Doç. Dr. Alp Er Şevki KONUKMAN'a, yine engin tecrübeleri ve değerli fikirleri ile benden yardımlarını esirgemeyen jüri üyelerim Sayın Doç. Dr. M. Hakan HOCAOĞLU'na ve Sayın Yrd. Doç. Dr. İlyas KANDEMİR'e teşekkürü bir borç bilir, şükranlarımı sunarım.

Ayrıca, başta annem olmak üzere bugünlere gelmemde sonsuz emeği olan aileme teşekkür ederim. Her şey sizin desteğinizle gerçekleşti.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iii
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLolar DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KAVRAMLAR VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI	4
2.1. Doğal Gaz	4
2.2. Doğal Gazın Bileşimi	4
2.3. Doğal Gazın Bileşenlerinin Geri Kazanımı	5
2.3.1. Harici Soğutma	6
2.3.2. Zayıf Yağ Absorpsiyonu	8
2.3.3. Joule – Thompson Genleşmesi	9
2.3.4. Turbogенleştiriciler	10
2.4. Süreçlerin Enerji ve Ekserji Performansları	11
2.4.1. Enerji Analizi	12
2.4.2. Ekserji Analizi	12
2.4.3. Ekserjinin Çeşitleri	14
2.4.4. Kontrol Hacmi için Ekserji Dengesi	15
2.4.5. Ekserji Verimliliği	16
2.5. Darboğaz (Pinch) Teknolojisi	16
2.6. Literatür Çalışması	17
3. TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜREÇLERİNDE ISI ENTEGRASYONU	20
3.1. Giriş	20
3.2. Süreç Tanımı	21
3.3. Darboğaz Teknolojisi Uygulaması ile Isı Entegrasyonu	23
3.3.1. Doğrusal Isı Sığası Değişimi Yaklaşımı	24

3.3.2. Doğrusal Olmayan Isı Sığıması Değişimi Yaklaşımı	30
3.4. Sonuçlar ve Tartışma	35
4. TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜREÇLERİNDE EKSERJİ YIKIMININ MİNİMİZASYONU	37
4.1. Giriş	37
4.2. Propan Soğutma Çevrimi	38
4.3. Ekserji Analizinin Uygulanması	39
4.4. Süreç Simülatörü – Optimizasyon Paketi Entegrasyonu	41
4.5. Optimizasyon Öncesi Durum Çalışmalarının Karşılaştırılması	42
4.6. Durum Çalışmalarının Ekserji Yıkımı Minimizasyonu	47
4.6.1. Birinci Isı Değiştirici Ağı ile Durum Çalışması	47
4.6.2. İkinci Isı Değiştirici Ağı ile Durum Çalışması	52
4.7. Sonuçlar ve Tartışma	57
5. FARKLI DOĞAL GAZ BİLEŞİMLERİ İLE ÇALIŞABİLEN BİR TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜRECİNDE EKSERJİ YIKIMININ MİNİMİZASYONU	59
5.1. Giriş	59
5.2. Besleme Akımlarının Bileşenleri	60
5.3. Turbogenleştirici Sürecinde Doğal gaz Bileşimine Göre Ekserji Minimizasyonu	61
5.4. Sonuçlar ve Tartışma	72
6. SONUÇ VE TARTIŞMA	74
KAYNAKLAR	78
ÖZGEÇMİŞ	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan
b	Spesifik ekserji
B	Ekserji
E	İç enerji
h	Spesifik entalpi
\dot{m}	Debi
P	Basınç
PK	Performans katsayısı
W	Isı
T	Sıcaklık
s	Spesifik entropi
w	Standard kimyasal ekserji
W	Güç
ΔT_{min}	Minumum yaklaşım sıcaklığı
μ_{JT}	Joule – Thompson faktörü

Alt ve Üst Indisler

c	Soğutma
comp	Kompresör
ç	Çıkan
fiz	Fiziksel
g	Giren
h	Isıtma
Q	Isı
KH	Kontrol hacmi
kim	Kimyasal
kin	Kinetik
pot	Potansiyel
ter	Termal
turb	Turbogenleştirici
üre	Üretilen

y_k	Yıkılan
W	Güç
ψ	Ekserji verimi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Sıcaklığın fonksiyonu olarak etan (düz çizgi) ve propan (kesikli çizgi) geri kazanım oranları	6
2.2. Basit propan soğutma çevrimi	7
2.3. Zayıf yağ absorpsiyonu	9
2.4. Turbogenleştirici ekipmanı	10
3.1. Isı entegrasyonsuz turbogenleştirme süreci	21
3.2. Isı şelale diyagramları	26
3.3. Büyük bileşik eğri	27
3.4. Izgara Ağ Diyagramı	28
3.5. Döngü kırıldıktan sonra elde edilen Izgara Ağ Diyagramı	28
3.6. Doğrusal ısı sığası değişimi yaklaşımıyla elde edilen sürecin akış diyagramı	29
3.7. Akımların sıcaklığa karşı entalpi değişimleri	31
3.8. Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen şelale diyagramı	32
3.9. Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen büyük bileşik eğri	33
3.10. Izgara Ağ Diyagramı	34
3.11. Döngü kırıldıktan sonra elde edilen Izgara Ağ Diyagramı	34
3.12. Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen sürecin akış diyagramı	35
4.1. Süreçte kullanılan propan soğutma çevrimi	39
4.2. Altyordam-simülatör bağlantısı	40
4.3. Kullanıcı – simülatör – optimizasyon modülü arasındaki etkileşim	41
4.4. Isı entegrasyonsuz turbogenleştirici süreci	43
4.5. Birinci ısı değiştirici ağı ile turbogenleştirici süreci	43
4.6. İkinci ısı değiştirici ağı ile turbogenleştirici süreci	44
4.7. Durum çalışmalarının Grassman Ekserji Band diyagramları a) ısı entegrasyonsuz b) birinci ısı değiştirici ağı ile c) ikinci ısı değiştirici ağı ile	46
4.8. Birinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (ekserji yıkımı)	48
4.9. Birinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (etan geri kazanımı)	49
4.10. İkinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (ekserji yıkımı)	53
4.11. İkinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (etan geri kazanımı)	54
5.1. İki doğal gaz bileşimi ile çalışan turbogenleştirici süreci	60

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo	Sayfa
2.1. Farklı bileşimdeki doğal gaz akımları	5
3.1. Doğal gaz besleme akımının özellikleri	22
3.2. Sürecin ısıtma ve soğutma yükleri	23
3.3. Sıcak ve soğuk akımların termodinamik özellikleri	24
3.4. Problem tablosu	25
3.5. Isı entegrasyonu sonucunda ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma yükleri	29
3.6. Sıcak ve soğuk akımların termodinamik özellikleri	31
3.7. Isı entegrasyonu sonucunda ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma yükleri	35
3.8. Tasarımda hesaplanan ısıtma ve soğutma yüklerinin simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması	36
3.9. Isı entegrasyonunun soğutma yüküne etkisi	36
4.1. Durum çalışmalarının ihtiyaç duyduğu soğutma yükleri ile kompresör ve türbin güçleri	44
4.2. Birinci durum çalışması için karar değişkenlerinin değerleri	51
4.3. Birinci durum çalışmasının enerji performansı	51
4.4. Birinci durum çalışmasının ekserji performansı	52
4.5. İkinci durum çalışması için karar değişkenlerinin değerleri	56
4.6. İkinci durum çalışmasının enerji performansı	56
4.7. İkinci durum çalışmasının ekserji performansı	57
4.8. Isı değiştirici ağlarının ekserji performanslarının karşılaştırılması	58
5.1. Doğal gaz besleme akımlarının bileşimleri ve özellikleri	61
5.2. Bileşime göre sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları	64
5.3. Optimal çalışma koşullarında süreç özellikleri	65
5.4. Bileşime göre minimum ekserji yıkımını sağlayan ısı değiştirici alanları	65
5.5. İki doğal gaz bileşimi ile çalışan sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan basınç ve baypas oranı değerleri	70
5.6. Minimum ekserji yıkımını sağlayan ısı değiştirici alanları	71
5.7. Doğal gaz bileşimine göre enerji tüketimi ve ekserji yıkımı	72

1. GİRİŞ

Doğal gaz yer altında bulunan petrol türevli yanıcı bir gaz karışımıdır. Petrolün ardından yakıt olarak ikinci önem sırasındadır. Büyük bir oranı metandan oluşan doğal gazın diğer önemli hidrokarbon bileşenleri etan, propan ve bütan gazlarıdır. Doğal gazda ayrıca karbondioksit, azot ve hidrojen sülfür gibi inorganik maddeler de bulunmaktadır [Guo ve Ghalambor, 2005]. Mevcut hali ile doğal gazın oldukça geniş bir kullanım alanı olmasının yanı sıra içerdiği hidrokarbonların da ayrı ekonomik değerleri vardır. Örneğin etan önemli bir kimyasal hammadde iken bütan ve propan yakıt olarak kullanılmaktadır. Günümüzde, etan başta olmak üzere bu değerli bileşenleri doğal gazdan geri kazanmaya yönelik pek çok yöntem geliştirilmiştir. Harici soğutma, zayıf yağ absorpsiyonu, Joule – Thompson genişlemesi ve turbogenleştiriciler en yaygın kullanılan yöntemlerdendir. Doğal gazın bileşenlerinin geri kazanımında, bu yöntemler tek başlarına kullanıldıkları gibi birden fazla yönetimin bir arada kullanıldığı uygulamalar da mevcuttur [Kidnay ve Parrish, 2006].

Doğal gaz bileşenlerinin geri kazanım süreçleri temel olarak doğal gaz akımının sıcaklığının düşürülerek yoğunlaştırılması ve daha sonra damıtılması esasına dayanır. Bu çalışmada incelenen turbogenleştirme süreçlerinin diğer yöntemlere göre avantajı bileşen geri kazanımı ile eşanlı olarak güç geri kazanımına da olanak sağlamasıdır. Sahip olduğu bu avantaja rağmen, turbogenleştirici süreçlerinin enerji tüketimi oldukça yüksektir. Yüksek tüketim miktarları enerjinin kullanılabilirliğinin ölçütü olan ekserji performanslarını da etkilemektedir. Bu nedenle, sürecin önce enerji tüketimi azaltılmalı, daha sonra ise uygun çalışma koşulları belirlenerek meydana gelen ekserji yıkımı azaltılmalıdır.

Genel olarak bir turbogenleştirici süreci iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısımda, doğal gaz besleme akımı sıkıştırılarak basıncı artırılır. Daha sonra, yüksek basınçlı akım soğutulur ve yoğunlaşmaya başlaması sağlanır. Separatörler ortaya çıkan buhar ve sıvı fazlarını birbirlerinde ayırır. Sıvı faz genişleme valfinden geçirilir ve basıncı ile birlikte sıcaklığının düşmesi sağlanır. Buhar fazı ile de turbogenleştirici beslenmektedir. Bu ekipmanda yaşanan basınç düşümü ile hem akım soğutulur hem

de güç geri kazanımı gerçekleştirilir. Sürecin ikinci kısmı, soğutulmuş doğal gaz akımının destilasyonuna dayanır. Doğal gazı oluşturan her bileşenin farklı bir kaynama noktası bulunmaktadır. Bu özellik sayesinde destilasyon kolonunda bileşen geri kazanımı mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada doğal gaz akımlarından turbogenleştirme yoluyla eşanlı enerji ve etan geri kazanımının sağlandığı bir süreç Aspen Plus süreç simülatörü ile modellenmekte ve incelenmektedir. Yazılan ekserji alt yordamları ile sürecin enerji ve ekserji analizleri yapılmakta ve süreç simülatörü ile MATLAB arasında iletişim kurularak ekserji minimizasyonu gerçekleştirilmektedir.

Bu tezin ikinci bölümünde doğal gaz ve bileşenleri hakkında bilgi verilmekte, başta turbogenleştirici süreci olmak üzere doğal gazdan bileşenlerini geri kazanmaya yönelik geliştirilmiş yöntemler anlatılmaktadır. Bu bölümde ayrıca, termodinamiğin ikinci yasası çerçevesinde ekserji kavramı açıklanmakta, darboğaz teknolojisinden bahsedilmekte ve son olarak konuyla ilgili yapılan araştırmalar özetlenmektedir.

Üçüncü bölümde Aspen Plus süreç simülatörü ile turbogenleştirici etan geri kazanım süreci modellenmektedir. Bu modelden elde edilen verilerle sürecin sıcak ve soğuk akımlarının özellikleri tespit edilmektedir. Akımların ısı sığalarının hesaplanması için iki farklı yaklaşımda bulunulmakta ve bu yaklaşımlara göre darboğaz yöntemi kullanılarak iki farklı ısı değiştirici ağı sentezlenmektedir. Bu bölümde ayrıca, sürecin ısı entegrasyonundan önceki ve sonraki durumları için enerji analizleri yapılmakta ve her durum için enerji tüketimi hesaplanmaktadır.

Dördüncü bölümde, turbogenleştirici etan geri kazanım sürecinin ekserji analizi yapılmaktadır. Bölümde öncelikle, ısı entegrasyonunun sürecin ekserji performansına etkisi araştırılmaktadır. Daha sonra, sürecin ısı entegrasyonu ile türetilmiş durum çalışmaları için çeşitli çalışma koşullarının ekserji yıkımına etkisi incelenmektedir. Bu koşullar, kompresör ve turbogenleştirici çıkış basıncı, sıcak ve soğuk separatör giriş sıcaklıkları ile ayırıcı oranıdır. Ayrıca, karar değişkenleri bu koşullar olan bir optimizasyon problemi tanımlanmakta ve incelenen durum çalışmalarında meydana gelen ekserji yıkımı minimize edilmektedir. Bölümde son

olarak, incelenen durum çalışmalarının optimizasyon öncesi ve sonrasındaki enerji ve ekserji performansları karşılaştırılmaktadır.

Beşinci bölümde, turbogenleştirici sürecinin farklı doğal gaz bileşimleri ile gösterdiği performans incelenmektedir. Bölümde, sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları; önce her doğal gaz bileşimi için ayrı bir sürecin kullanıldığı durumda daha sonra, iki bileşimin tek bir süreçte kullanıldığı durum için elde edilmektedir. Son olarak, elde edilen bu çalışma koşulları enerji ve ekserji performansları açısından karşılaştırılmaktadır.

Altıncı bölümde yapılan çalışmalardan elde edilen genel sonuçlardan bahsedilmekte ayrıca ileriki çalışmalar için bir perspektif sunulmaktadır.

2. KAVRAMLAR VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu bölümde, çalışmada kullanılan doğal gaz, turbogenleştirme süreci ve ekserji kavramları hakkında genel bilgilere ve yapılan literatür çalışmasına yer verilmektedir.

2.1. Doğal Gaz

Doğal gaz yer altında bulunan fosil kaynaklı ve petrol türevli bir çeşit yanıcı gaz karışımıdır. Doğal gaz ilk defa M.Ö. 400'lü yıllarda Çinliler tarafından keşfedilmiştir. Sığ kuyulardan çıkarılan gaz bambudan borularla taşınıp, deniz suyunun buharlaştırılıp tuz elde edildiği fırınlarda yakılmıştır.

Büyük ölçekli doğal gaz üretimi 20. Yüzyıl ile başlayıp, gelişen iletim teknolojisi sayesinde İkinci Dünya Savaşı'nda patlama yapmıştır. Günümüzde sadece Amerika Birleşik Devletleri'nde yıllık 24,6 milyon ft³ doğal gaz üretimi vardır [Natural Gas, 2009].

Doğal gaz dünyada pek çok bölgeden elde edilebilir. Dünyanın toplam arzının %70 kadarı en büyük üç doğal gaz üreticisi ülke olan Rusya, İran ve Katar tarafından sağlanmaktadır [Natural Gas, 2009]. Doğal gazın bileşimi çıkarıldığı havzaya göre değişiklik göstermektedir. Bu sebeple, doğal gaz kullanılan süreçlerin tasarımında hammaddenin nereden tedarik edildiği oldukça önem kazanmaktadır.

2.2. Doğal Gazın Bileşimi

Doğal gaz içeriğini büyük bir oranda hidrokarbonlar ve bir miktar inorganik maddeler oluşturur. Farklı kaynaklardan elde edilen doğal gaz bileşimlerinin karşılaştırılması Tablo 2.1'de verilmiştir. Doğal gazın bileşimi çıkarıldığı bölgeye göre değişiklik göstermekle beraber ortalama %60-95 metan (C1), %1-15 etan (C2),

<%10 ağır hidrokarbonlar ve inorganik maddeler ihtiva eder [Guo ve Ghalambor, 2005].

Tablo 2.1. Farklı bileşimdeki doğal gaz akımları [Cardwell ve Benton, 1972]

	Alberta, Kanada (%)	Bach Ho, Vietnam (%)	Miskar, Tunus (%)	Rio Arriba, ABD (%)	Cliffside Field, ABD (%)
Helyum	0,0	0,0	0,0	0,0	1,8
Azot	3,2	0,2	16,9	0,7	25,6
CO ₂	1,7	0,1	13,6	0,8	0,0
H ₂ S	3,3	0,0	0,1	0,0	0,0
Metan	77,1	70,9	63,9	96,9	65,8
Etan	6,6	13,4	3,4	1,3	3,8
Propan	3,1	7,5	1,0	0,2	1,7
Bütan	2,0	4,0	0,5	0,1	0,8
Pentan vd.	3,0	2,6	0,6	0,0	0,5

Doğal gazın adlandırılması bileşimine göre yapılır. İçerdiği C₂+ miktarı arttıkça gaz zenginleşir. Ayrıca, sülfür içeriğine göre doğal gaz ekşi ve tatlı şeklinde adlandırılır.

Doğal gaz, en genel olarak, enerji kaynağı ve kimya endüstrisinde hammadde olarak kullanılır. Doğal gaz kuyudan çıkarıldığı haliyle yakıt olarak kullanılabilir. Öte yandan bileşenlerinin de ayrı kullanım alanları ve ekonomik değerleri vardır. Doğal gaz içeriğinde en büyük orana sahip olan metan yakıt olarak kullanılabilirdiği gibi, amonyak ve metanol üretiminde hammadde olarak kullanılır. Polietilenin hammaddesi olan etanın elde edildiği başlıca kaynak doğal gazdır. Bütan ve propan ise konut ısıtmasında kullanılır.

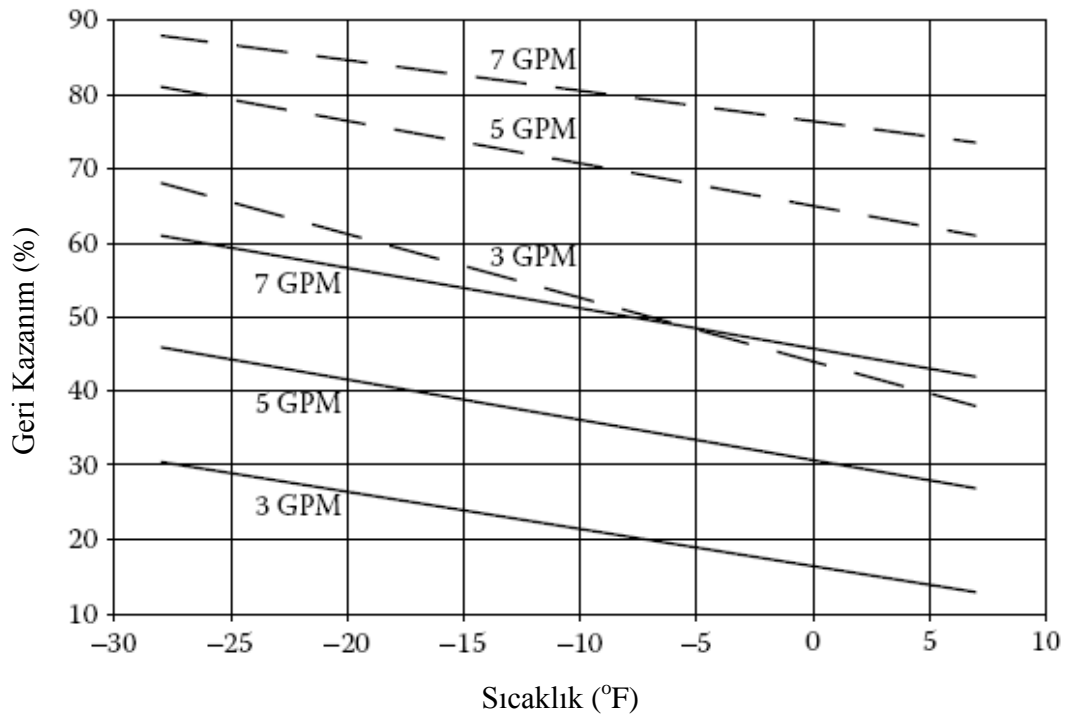
2.3. Doğal Gazın Bileşenlerinin Geri Kazanımı

Etan gibi hidrokarbonların hammadde olarak kullanılabilmeleri için doğal gazdan ayrıştırılmaları gerekmektedir. Ayrıştırma işleminde destilasyon (damıtma) prensiplerinden yararlanılır. Damıtma işleminde iki ya da daha fazla bileşen içeren bir karışım ısıtılıp daha uçucu bileşenlerin buharlaşması sağlanır. Oluşan buhar fazı

sıvı fazdan ayrılarak uçucu bileşence zengin karışım elde edilir. Doğal gaz bileşenlerinin geri kazanımı için son yüzyılda pek çok teknik geliştirilmiştir. En yaygın kullanılan teknikler şunlardır;

2.3.1. Harici Soğutma

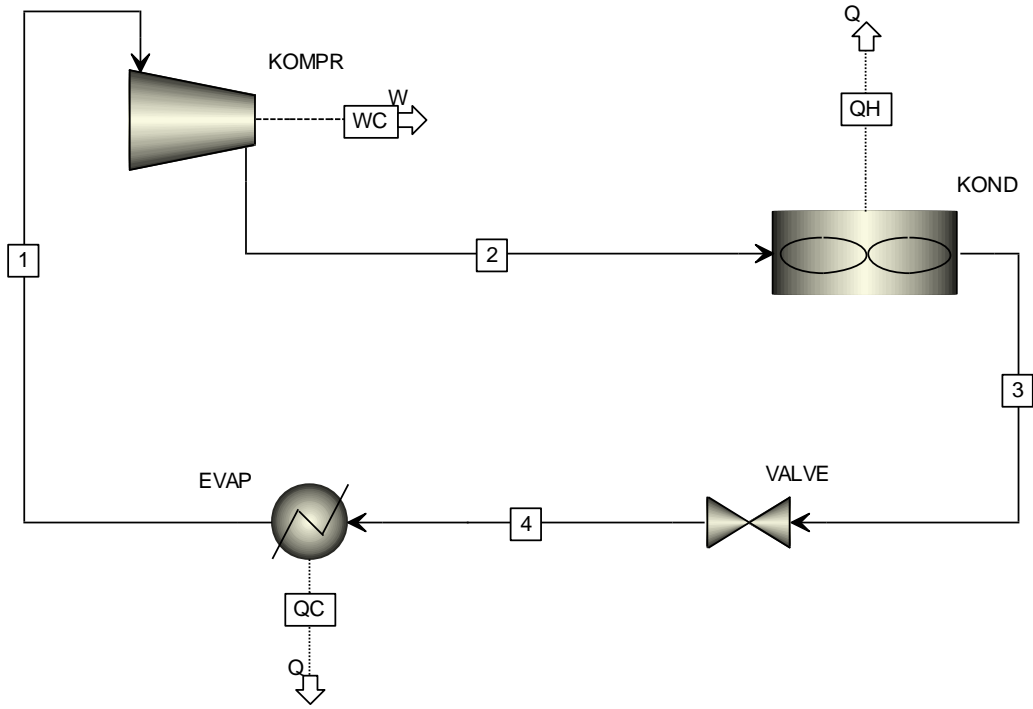
Doğal gaz bileşenlerinin geri kazanım oranları düşük sıcaklıklarda artmaktadır (Şekil 2.1). Bunun nedeni düşük sıcaklıklarda likit ve gaz fazlarının bir arada görünmeye başlanmasıyla doğal gazın bileşenlerine ayrıldığı destilasyon kolonlarının verimlerinin artmasıdır. Doğal gazın sıcaklığı en genel olarak harici enerji kullanımıyla düşürülür.



Şekil 2.1. Sıcaklığın fonksiyonu olarak etan (düz çizgi) ve propan (kesikli çizgi) geri kazanım oranları [Kidnay ve Parrish, 2006]

Harici soğutma yönteminde doğal gaz genellikle çalışan akışkanın propan olduğu bir soğutma çevrimi kullanılır (Şekil 2.2). Bu yönteme özellikle genişleme ile

soğutma imkânının olmadığı düşük basınçlı doğal gaz besleme akımının olduğu durumlarda başvurulur.



Şekil 2.2. Basit propan soğutma çevrimi

Propan soğutma çevrimi şu şekilde özetlenebilir:

1 – 2: 1 numaralı propan buharının kompresörle basıncı artırılır. Kompresör çıkış basıncı 2 numaralı akımın sıcaklığı hava ile soğutmaya uygun olacak şekilde seçilir ($>25^{\circ}\text{C}$).

Kompresörün ihtiyaç duyduğu güç miktarı giren ve çıkan akımların debi ve entalpi değerleri ile hesaplanır (Denklem 2.1).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

2 – 3: Kondensere giren 2 numaralı sıkıştırılmış propan buharı hava ile soğutulmuş olarak yoğuşturulur. Dışarıya verilen ısı miktarı Denklem 2.2 ile gösterilir.

$$Q_h = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

3 – 4: Yoğuşan 3 numaralı akımın basıncı düşürülerek sıcaklığının istenilen seviyeye gelmesi sağlanır.

4 – 1: 4 numaralı akım karşılaştığı doğal gaz besleme akımından ısı alır ve buhar faza geçer. Bu esnada doğal gaz akımının sıcaklığının düşmesine yol açar. Gerçekleştirilen soğutma miktarı Denklem 2.3'te verilmiştir.

$$Q_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

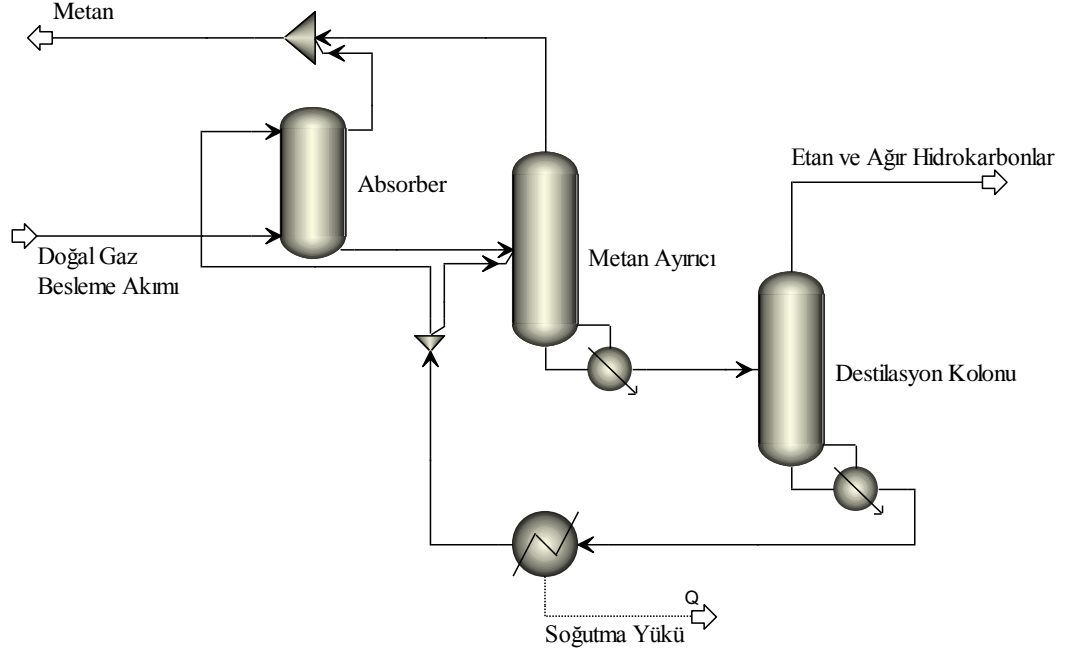
Soğutma çevriminin performansı Performans Katsayısı ile ifade edilir. Bu katsayı soğutma miktarının kompresör gücüne bölümüyle elde edilir (Denklem 2.4).

$$PK = \frac{Q_c}{W_{comp}} = \frac{h_4 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

2.3.2. Zayıf Yağ Absorpsiyonu

Bu yöntemde (Şekil 2.3), bir hidrokarbon çözücüsü doğal gaz ile temas ettirilerek doğal gaz likitlerini absorplaması sağlanır. Bu işlemin sonucunda oluşan zengin yağ etan ve daha ağır bileşenlerin geri kazanılması için destilasyon kolonuna yönlendirilir. Propan soğutma çevrimi kullanılarak yapılan ön soğutma ile geri

kazanım oranlarında iyileştirme sağlanmaktadır. Tipik olarak bu yöntemde %40 civarında etan geri kazanım sağlanabilir [Mehra, 2004].



Şekil 2.3. Zayıf yağ absorpsiyonu [Mehra, 2004]

2.3.3. Joule – Thompson Genleşmesi

Yüksek geri kazanım oranlarına harici soğutma yöntemiyle ulaşılması enerji tüketimini oldukça artırmaktadır. Doğal gaz sıcaklığını enerji tüketimi olmadan düşürmek için termodinamiğin yasalarından faydalanılır.

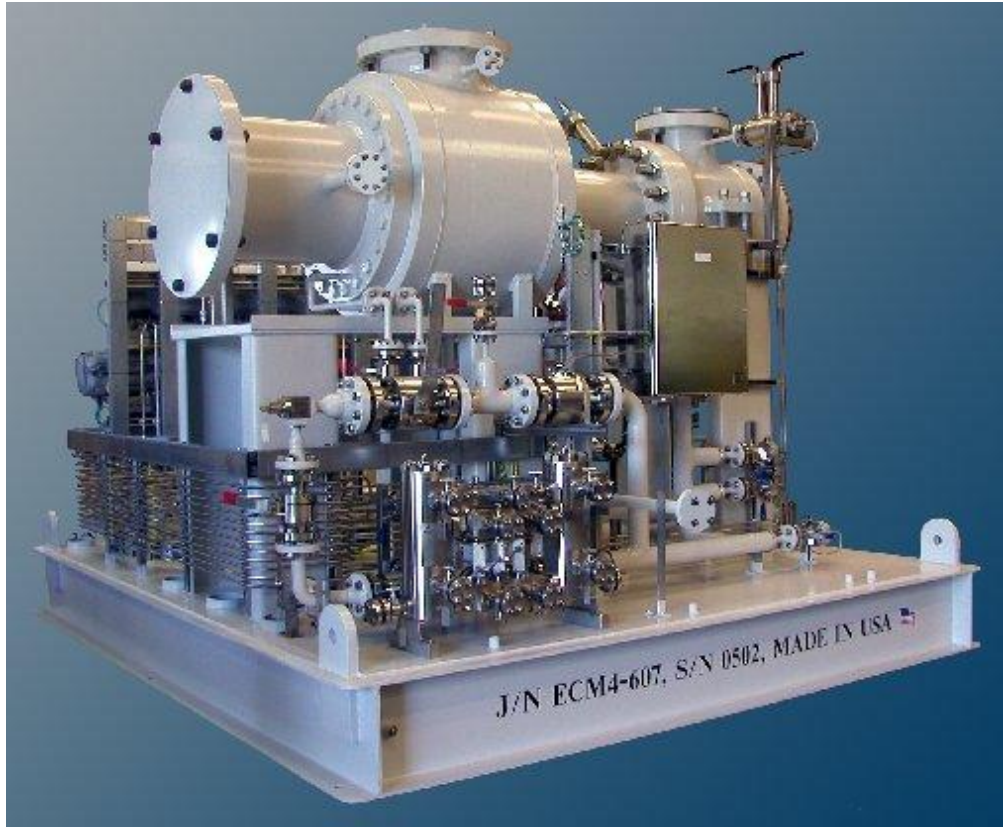
Bir gaz akımının basıncı düşürüldüğünde sıcaklığı da düşer. Sabit entalpide gerçekleşen bu olay Joule – Thompson etkisi olarak adlandırılır. Bir gazda meydana gelen basınç değişimine karşılık sıcaklıktaki değişimin oranı JT faktörüdür (Denklem 2.5). Her gaz için bu faktörün işaret değiştirdiği bir inversiyon sıcaklığı vardır. Doğal gaz sıcaklığının Joule – Thompson etkisi ile soğutulabilmesi için çalışma sıcaklığının inversiyon sıcaklığından düşük olması gerekmektedir.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (2.5)$$

Joule – Thompson etkisinin meydana gelmesi için basit bir vana kullanılması yeterlidir. Doğal gazın basıncı geçtiği borunun kesit alanındaki daralmayla birlikte azalır. İstenilen basınç vana açıklığı değiştirilerek elde edilir.

2.3.4. Turbogenleştiriciler

Turbogenleştiriciler, buhar türbinlerine benzeyen döner makinelerdir. Turbogenleştiricilerde çalışan akışkan olan buhar ya da gazın enerjisi mekanik işe çevrilir. Bununla birlikte, mekanik iş üretiminin dışında gaz ve buharın sıcaklığının düşürülmesi için de kullanılır [Bloch ve Soares, 2001].



Şekil 2.4. Turbogenleştirici ekipmanı [Mafi-Trench Company Applications, 2009]

Turbogenleştiriciler, uzun süreden beri, kriyojenik üretim süreçlerinde düşük sıcaklıklara ulaşılmasında kullanılmaktadır. Turbogenleştiriciler bu süreçlerde ayrıca güç geri kazanımına da olanak sağlamaktadırlar. Elde edilen soğutma ve güç miktarı turbogenleştiricinin verimiyle doğru orantılıdır. Günümüzde çok yüksek verimle çalışan turbogenleştiriciler mevcuttur.

Doğal gaz gibi hidrokarbonlarla çalışan turbogenleştiricilerde, 50 – 100 bar arasında gelen gazın basıncı 15 – 50 bar arasına düşürülür. Elde edilen 2:1 – 4:1 arasındaki genleştirme oranları tek kademeli genleştiriciler için ideal oranlardır. 100 hp ila 8000 hp arasında güç elde edilebilen bu tip turbogenleştiriciler güç geri kazanımında kullanıldıkları için elektrik jeneratöründen ziyade doğrudan bir kompresöre bağılıdırlar.

Temel olarak turbogenleştirme ile etan geri kazanımı süreçlerinde doğal gaz önce kompresör vasıtasıyla sıkıştırılır. Sıkıştırılan gaz, propan soğutma çevrimi gibi harici enerji kullanan bir yöntemle bir miktar ön soğutmaya maruz bırakılır. Turbogenleştiricilerde basıncı düşürülerek yoğuşmaya başlayan gaz destilasyon kolonuna verilerek hafif ve ağır hidrokarbonların birbirlerinden ayrıştırılması sağlanır.

Turbogenleştirme süreçlerinin etan geri kazanım oranını ve enerji performansını belirleyen en önemli etkenler, sürecin çalışma basıncı ve kolon sıcaklığıdır. Bu parametrelerin optimum değerleri doğal gazın bileşimine göre değişiklik gösterirler.

2.4. Süreçlerin Enerji ve Ekserji Performansları

Termodinamik süreçlerin enerji performansı iki bölümde incelenir; tüketilen enerjinin niceliğı ve niteliğı. Sürecin ihtiyaç duyduğı enerji miktarı Termodinamiğin Birinci Yasası ile tespit edilir. Öte yandan, ihtiyaç duyulan enerjinin kalitesi de miktarı kadar önemlidir. Örneğın 20°C'deki bir suyun sıcaklığını 10°C artırmak için 100°C'de kızgın buhar kullanılması, buharın sahip olduğı enerji potansiyelinin boşa

harcanmasına yol açar. Enerjinin nitelik analizi için Termodinamiğin İkinci Yasasına başvurulur.

2.4.1. Enerji Analizi

Bir sistemin iş yapabilme yeteneği enerji olarak adlandırılır. Bilinen pek çok formu olan enerji bir formdan diğerine dönüşebilir. Termodinamiğin Birinci Yasası (TBY) enerjinin form değişirse de yok edilemeyeceğini ve yoktan var edilemeyeceğini söyler. Kontrol kütlesi için TBY Denklem 2.6'daki gibi ifade edilir. Bir sistemin iç enerjisini (E) 1 durumundan 2 durumuna getirmek için sistem üzerine Q_{1-2} kadar ısı ve W_{1-2} kadar iş transfer edilmesi gerekir.

$$E_2 - E_1 = Q_{1-2} - W_{1-2} \quad (2.6)$$

TBY kontrol hacmi için uygulandığında ise hacme giren ve çıkan akışkandan kaynaklanan terimler de hesaba katılır (Denklem 2.7). Burada \dot{m} akışkanın debisi h_g ve h_c giriş ve çıkış entalpileridir.

$$\dot{E}_{KH} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_c h_c \quad (2.7)$$

Denklem 2.6 ve 2.7 ile ifade edilen Termodinamiğin Birinci Yasası, süreçlerin enerji analizlerinde kullanılan araçtır. Bu analiz ile enerjinin daha verimli kullanılabilmesi sağlanır. Örneğin ısıtılması gereken bir süreç akımının enerji ihtiyacı soğutulması gereken başka bir akımdan sağlanabilir. Buradaki kıstas, enerji geri kazanımına yönelik iyileştirmelerin süreç tüm yönleriyle göz önüne alındığında faydalı olup olmayacağıdır.

2.4.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin Birinci Yasası bir sürecin ısı akışının gerçekleştiği yön hakkında bilgi vermez; Birinci Yasa enerjinin bir formdan diğerine dönüşmesi ve toplam enerjinin korunması üzerinedir. Bu nedenle, termodinamiğin birinci yasına

uyan her sürecin gerçekte var olabileceğinden söz edilemez. Örneğin, bir cisimden diğerine ısı aktarıldığında enerji korunsa bile, ısı düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa doğru akıyorsa böyle bir süreç imkânsızdır. Termodinamiğin İkinci Yasası, düşük sıcaklıktaki ısının yüksek sıcaklığa dışarıdan iş girdisi olmadan aktarılamayacağını söyler.

Kevin – Planck ifadesine göre, yüksek sıcaklıktan aldığı ısıyı tamamen işe çevirecek bir cihaz yapmak mümkün değildir. Bu ifade, cihazın termal veriminin asla %100 olamayacağı anlamına gelmektedir. Maksimum verime cihazın tamamen tersinir olduğu durumda ulaşılır. Sürtünme, ısı transferi, karışım ve serbest soğuma gibi nedenler tersinmezliği artırdığı için verim düşer.

Clausius eşitsizliğine (Denklem 2.8) göre $\oint \frac{\delta Q}{T}$ 'nin termodinamik bir çevrim üzerindeki integrali 0'dan büyük olamaz. Tamamen tersinir bir çevrimde bu eşitsizliğin değeri 0'ken, tersinmezlik arttıkça düşer. Üretilen entropi miktarı (Denklem 2.9) ise tersinir bir süreç için 0'ken, tersinmezlikle beraber artar. Üretilen entropi hiçbir süreç için 0'dan küçük olamaz.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.8)$$

$$S_{üre} = - \oint \frac{\delta Q}{T} \quad (2.9)$$

Termodinamiğin İkinci Yasası ile bir çevrimden elde edilebilecek maksimum iş miktarı belirlenir. Süreçlerin ekserji analizleri bu yasa ile ortaya çıkan ekserji kavramıyla yapılır.

Ekserji kullanılabilir enerji miktarı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle ekserji, bir sistemin bulunduğu durumdan çevre koşullarına getirilmesiyle elde edilebilecek teorik maksimum iş miktarıdır. Burada çevre sonsuz, dengede ve diğer sistemlere kapalı olarak kabul edilir. Sıcaklık, basınç ve kimyasal bileşim çevre koşullarını belirler.

Enerjinin aksine, ekserji sadece tersinir süreçlerde korunur. Süreçte tersinmezlikler meydana geldikçe ekserji yıkımı gerçekleşir. Sadece maddeler değil ısı ve iş de ekserji taşır. Ekserji dışarıdan sisteme aktarılıp sistemden dışarıya alınabilir. Ekserjinin karakteristik özellikleri şu şekilde sıralanabilir [Dincer ve Rosen, 2007]:

- Çevreyle dengede bir sistemin ekserjisi yoktur.
- Çevre koşullarından uzaklaştıkça sistemin ekserjisi artar.
- Ekserji enerji kalitesinin ölçüsüdür. Ekserji yıkımı enerjinin kalitesinin düşmesine sebep olur.
- Ekserji sadece sistem ile değil, sistem ve çevresiyle beraber tanımlanır.
- Ekserji verimliliği tersinmezliğin bir ölçütüdür.
- Enerjinin değeri sahip olduğu ekserjiyle doğru orantılıdır. Örneğin 5800 K sıcaklığındaki güneşten yayılan ısının enerjisi ve ekserjisi çok yüksektir.

Ekserji, maddenin ve çevrenin özellikleri üzerinden tanımlandığı için, ekserji analizlerinde çevre koşulları belirlenmelidir. Bunun için genellikle sistemin bulunduğu mevcut çevre referans alınır. Sistemin bulunduğu çevrenin koşulları zaman içinde değişiklik gösterebilir. Örneğin atık ısı çevreye yaz ve kış aylarında farklı sıcaklıklarda aktarılır. Bu gibi durumlarda, çevre koşullarının yeniden tanımlanması gerekmektedir.

2.4.3. Ekserjinin Çeşitleri

Ekserjinin potansiyel, kinetik ve termal olmak üzere üç ana bileşeni vardır (Denklem 2.10). Potansiyel ve kinetik ekserji miktarları sistemin potansiyel ve kinetik enerjisine eşittir. Süreç analizlerinde ekserjinin potansiyel ve kinetik terimleri genellikle ihmal edilir.

Termal ekserji ise fiziksel ve kimyasal ekserji olmak üzere iki bileşenden oluşmaktadır (Denklem 2.11).

$$B = B_{pot} + B_{kin} + B_{ter} \quad (2.10)$$

$$B_{ter} = B_{fiz} + B_{kim} \quad (2.11)$$

T sıcaklığı ve P basıncında bulunan bir sistemin T_0 , P_0 halindeki çevre koşullarına getirilmesiyle elde edilen maksimum iş miktarı fiziksel ekserji olarak tanımlanır. Fiziksel ekserji, entalpi ve entropi terimleri ile ifade edilir (Denklem 2.12).

$$b_{fiz} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.12)$$

Sistemin çevresiyle kimyasal denge haline gelirken ısı ve madde transferi vasıtasıyla elde edilen maksimum işe kimyasal ekserji adı verilir [Szargut et al., 1988]. Bir maddenin kimyasal ekserjisi, o maddeyi oluşturan elementlerin standart kimyasal ekserjileri ve mol oranları üzerinden hesaplanır (Denklem 2.13).

$$b_{kim} = \sum_i w_i b_{kim,i}^0 \quad (2.13)$$

2.4.4. Kontrol Hacmi için Ekserji Dengesi

Kontrol hacmi yaklaşımı turbogenleştirme süreçleri de dâhil olmak üzere birçok mühendislik uygulaması için yararlıdır. Ekserjinin kontrol hacmi için korunumu ancak tamamıyla tersiniri süreçler için geçerlidir. Bu sebeple, kontrol hacmi için ekserji dengesi yazılırken, ekserji yıkımından kaynaklan terim de eklenmelidir (Denklem 2.14).

$$\sum_{giren} \dot{m}b + B^W + \sum_{giren} B^Q = \sum_{çıkan} \dot{m}b + \sum_{çıkan} B^Q + b_d \quad (2.14)$$

Isı ve iş akımlarına eşlik eden ekserji miktarı Denklem 2.15 ve 2.16'da gösterilir. İş akımının ekserjisi kendisine eşitken, ısı akımının ekserjisi ısı aktarımının yaşandığı sıcaklığa bağlıdır.

$$B^Q = Q_h \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \quad (2.15)$$

$$B^W = W \quad (2.16)$$

2.4.5. Ekserji Verimliliği

Ekserji verimliliği, Termodinamiğin İkinci Yasası temel alınarak birçok şekilde tanımlanabilir. Kontrol hacmi için ekserji dengesi Denklem 2.14'te gösterilmişti. Bu denklem şu şekilde genelleştirilebilir:

$$\begin{aligned} \text{Giren Ekserji} &= \text{Ürünlerin Ekserjisi} \\ &+ \text{Atıkların Ekserjisi} + \text{Yıkılan Ekserji} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Ekserji bakış açısından bir sistemin verimini, sisteme giren ekserjinin ürüne aktarılma oranı belirler (Denklem 2.18).

$$\psi = \text{Ürünlerin Ekserjisi} / \text{Girenlerin Ekserjisi} \quad (2.18)$$

2.5. Darboğaz (Pinch) Teknolojisi

1970'lerde yaşanan petrol krizi ile endüstriyel tesislerde enerji tasarrufu kavramı önem kazanmaya başlamıştır. Mühendisler, tasarladıkları süreçlerin enerji verimliliklerinin ne olduğu ve ne şekilde iyileştirilebileceği, uygun enerji kaynaklarının seçimi ve yapılan iyileştirmelerin gerektirdiği yatırım miktarı sorularının cevabını bulmak durumunda kalmışlardır. Bu ihtiyaçla ortaya çıkan Isı Entegrasyonu kavramı, sürecin ihtiyaç duyduğu enerjinin süreç akımlarının sahip olduğu enerji ile karşılanması temeline dayanır. Buna göre, sürecin ısıtılan ve soğutulan akımları ısı değiştiricilerinde birbirleriyle karşılaştırılır ve harici enerji kullanımının azaltılması sağlanır. Isı entegrasyonu için birçok yöntem mevcut olmakla beraber ısı değiştirici ağlarının sentezinde en az ısıtma ve en az soğutma yükünü Pinch Teknolojisi [Linnhoff ve Hindmarsh, 1983] garantiler.

Bu yöntemde öncelikle süreçte ısıtılacak ve soğutulacak akımlar belirlenir. Bu akımların incelenmesinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarından faydalanılır. Termodinamiğin Birinci Yasası akımların entalpi değişimlerinin hesaplanmasında kullanılan enerji eşitliklerini sağlar. İkinci Yasa ise ısının düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa aktarımını yasaklayarak ısı akışının yönünü tayin eder. Bir ısı değiştiricisinde, soğuk akım asla karşılaştığı akımın giriş sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklığa ısıtılamaz. Aynı şekilde, sıcak akım da karşılaştığı soğuk akımın giriş sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulamaz. Pratikte ise sıcak ve soğuk akımlar arasındaki sıcaklık farkı “Minimum Yaklaşım Sıcaklığı”na göre belirlenir.

2.6. Literatür Çalışması

Bram ve De Ruyck [1997], Aspen Plus süreç simülatörü için fiziksel ekserji analizi yapan ve süreçlerin kompozit eğrilerini çizen fortran altyordamları yazmışlardır. Çalışmalarında sürecin tamamı, giren ve çıkan ekserji akımlarına sahip tek bir cihaz olarak tasarlanmış ve ekserji analizi bu akımlar üzerinden yapılmıştır.

Diaz ve arkadaşları [1997], farklı bileşimlerdeki doğal gaz akımları ve turbogenleştirici süreçlerinde etan geri kazanımını maksimize edecek süreç değişkenlerini karışık doğrusal olmayan tam sayı programla yöntemi ile hesaplamışlardır. Çalışmada ayrıca, turbogenleştirici süreçlerinin etan talebinin az olduğu durumlarda propan ayrıştırıcı olarak kullanılabilmedeki esneklikleri araştırmıştır.

Diaz ve arkadaşları [2002], bir turbogenleştirici sürecinin etan ve propan geri kazanım modlarında optimum çalışma koşullarını süreç simülatörü ile hesaplamışlardır.

Mehra ve Gaskin [1999], doğal gazdan etan ve propan geri kazanımında turbogenleştirme ve geliştirilmiş absorpsiyon yöntemlerini soğutma ve kompresyon yükleri açısından kıyaslamıştır. Aynı etan geri kazanım oranı için turbogenleştirme yönteminin daha az enerji tükettiği sonucuna varılmıştır. Öte yandan, propan geri

kazanımında enerji tüketimi açısından geliştirilmiş absorpsiyon yönteminin daha avantajlı olduğu ortaya çıkmıştır.

Chebby ve arkadaşları [2004], sabit bileşime sahip bir doğal gaz akımı için 5 farklı turbogenleştirme sürecinde etan geri kazanımını incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda, tesis dizaynının daha karmaşık hale getirilmesinin etan geri kazanımında fazla yarar sağlamadığı ve hatta geri kazanım oranını düşürebileceği ortaya çıkmıştır. Ayrıca, ısı entegrasyonunun en yoğun olduğu süreçte etan geri kazanımı tepe noktasına ulaşmıştır.

Jibril ve arkadaşları [2006], ısı ve güç entegrasyonu temel alınarak kurulmuş dört turbogenleştirme konfigürasyonu ile değişik bileşimlerdeki doğal gaz akımlarından etan geri kazanımını incelemiştir. Buna göre hiçbir konfigürasyonda etan geri kazanımı %74'ün altına inmemiştir. Ayrıca, Gaz-Aşırı Soğutulmuş Süreç'in (Gas-subcooled process) incelenen konfigürasyonlar arasında en fazla geri kazanım imkanı sunduğu ortaya çıkmıştır.

Mehrpooya ve arkadaşları [2006a], etan geri kazanımı için farklı turbogenleştirme süreçlerinde işletim maliyetini en azlayacak süreç parametrelerini elde etmişlerdir. Yapılan iyileştirmeler sonucunda kârda %28'lik artış sağlanmıştır.

Konukman ve Akman [2005], turbogenleştirme yöntemiyle etan geri kazanımı tesisi ve tesisin ısı değiştirici ağı etkileşimi incelemiştir. Çalışmada, ısı değiştirici ağının değişen çalışma koşullarına karşı esnekliği ve işletilebilirliği göz önünde bulunarak harici enerji ihtiyacını en azlayacak şekilde optimizasyonu yapılmıştır. Ayrıca, ısı değiştirici ağı analizinde kullanılan akım sıcaklığı ve basıncı gibi parametrelerin enerji yoğun süreçlerde doğrusal değişim göstermediği için, otomatik ısı değiştirici ağı sentezinin imkansızlığı ortaya çıkarılmıştır.

Jang ve arkadaşları [2005], bir turbogenleştirme sürecinin ekonomik optimizasyonunu genetik algoritma ve genetik karasel arama yöntemi ile gerçekleştirmişlerdir. Bu gibi kompleks süreçlerde gradyen bazlı optimizasyon yöntemleri ile yakınsama problemlerinin yaşanması, evrimsel yöntemlerin

kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Çalışmada optimizasyon problemi MATLAB ile programlanmış ve Aspen Plus süreç simülatörü ile etkileşim ActiveX bağlantısıyla sağlanmıştır.

Kralj ve Glavic [1997], yüksek enerji ihtiyacı süreçlerinde maliyet minimizasyonunu doğrusal olmayan programlama (DOP) ve doğrusal olmayan karma tamsayı programlama (DOKTP) yöntemleri ile yapmışlardır. Çalışmada Aspen Plus süreç simülatörü ve GAMS çözücüleri beraber kullanılmıştır. Bu iki yazılım arasında doğrudan etkileşim kurulmadığı için önce süreç simülatörü ile seçilen ısı değiştirici ağı, kompresör ve flaşların optimum değerleri elde edilmiştir. Daha sonra GAMS ve DOKTP ile sürecin ince ayarı yapılmıştır.

Mehrpooya ve arkadaşları [2006b], doğal gaz geri kazanım tesislerinde kullanılan bir endüstriyel soğutma çevriminin ekserji analizini yapmıştır. Süreç simülasyonu HYSYS süreç simülatörü ile ekserji hesaplamaları ise MATLAB ile gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları ekserji yıkımının kondenser ve evaporatörde yoğunlaştığını göstermiştir.

Montelongo ve arkadaşları [2007], Sim42 süreç simülatörü ile ekserji hesaplamalarını harici bir yazılıma ihtiyaç duymadan gerçekleştirmişlerdir. Ortaya koydukları bu araçla bir doğal gaz geri kazanım sürecinin ekserji analizi yapılmıştır. Buna göre, ekserji analizinin süreç tasarımının ilk safhalarında yapılmasıyla enerji verimi yüksek farklı süreç konfigürasyonları elde edilebilmektedir.

Şebeke hattını besleyen doğal gaz likitlerinin kriyojenik ekserjisinden faydalanmak üzere, Szargut ve Szczygiel [2009] elektrik üretimi sağlayan bir soğuk Rankine Çevrimi tasarlamışlardır. Çalışmada ayrıca, çevrimin ekonomik optimizasyonu yapılarak, optimum çalışma sıcaklığı elde edilmiştir.

3. TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜREÇLERİNDE ISI ENTEGRASYONU

Bir önceki bölümde bahsedildiği gibi, etan geri kazanım süreçlerinde geri kazanım oranını belirleyen en önemli etken destilasyon kolonunun çalışma sıcaklığıdır. TurbogenleŐirici süreçlerinde düşük sıcaklıklara doğal gazın basıncı düşürülerek ulaşılır. Bununla birlikte, doğal gaza uygulanacak ön soğutma geri kazanım oranını daha yüksek seviyelere çeker. Ön soğutma işlemi harici enerji kullanımıyla gerçekleŐebileceđi gibi sürecin sahip olduğu enerjiden de faydalanılabilir. Bu bölümde, bir turbogenleştirici sürecinin enerji ihtiyacının süreç akımlarının enerjisiyle karşılanması için Darboğaz (Pinch) Teknolojisinden faydalanılmıştır.

3.1. Giriş

Etan geri kazanım süreçlerinde enerji tüketiminin yoğun şekilde yaşanması enerji tasarrufuna yönelik yeni yöntemlerin geliştirilmesine yol açmıştır. Bugüne kadar yapılan çalışmalarda enerji tüketimi farklı süreç tasarımlarıyla azaltılmaya çalışılmakla beraber, tasarlanan süreçlerinin çalışma koşullarının etkileri de incelenmiştir.

Chebbi ve arkadaşları [2004], sabit bileşime sahip bir doğal gaz akımı için 5 farklı turbogenleştirme sürecinde etan geri kazanımını incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, süreç tasarımının daha karmaşık hale getirilmesinin etan geri kazanımında fazla yarar sağlamadığı ve hatta geri kazanım oranını düşürebileceğini göstermişlerdir. Ayrıca, ısı entegrasyonunun en yoğun olduğu süreçte etan geri kazanımı maksimum değere ulaŐtığını ortaya çıkarmışlardır.

Jibril ve arkadaşları [2006], doğal gazın bileşiminin uygun turbogenleştirici sürecinin belirlenmesinde önemli bir etken olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca besleme akımındaki etan oranının artmasıyla süreçteki enerji geri kazanımının arttığını ortaya çıkarmışlardır.

Doğal gaz besleme akımı (NATGAS) kompresörde (COMPR) 3100 kPa'ya sıkıştırılır. Daha sonra bir miktar ön soğutma ile sıcak seperatöre (HOTSEP) girer. Buradan doğal gazın likit fazının basıncı valf (V1) yardımıyla 1110 kPa'ya düşürülür ve destilasyon kolonu (DEC1) beslenir. Sıcak seperatörden çıkan buhar fazı ön soğutma ile bir miktar yoğunlaştırılır ve soğuk ayırıcı (COLDSEP) beslenir. Buradan çıkan likit fazın basıncı valf (V2) yardımıyla 1120 kPa'ya düşürülüp kolon beslenirken, buhar fazı turbogenleştiriciye verilir. Turbogenleştiricide (TURBINE) akımın basıncı 1100 kPa'ya düşürülür. Turbogenleştiricide güç geri kazanılırken basınç değişimiyle birlikte sıcaklığı düşen akım, kolonunun tepe rafına girer. 12 rafı ve kondenseri bulunmayan kolon, dip akımında molce C_1/C_2 oranı 0,02 olacak şekilde tasarlanmıştır. Etanca zengin dip akımının önce basıncı 3100 kPa'ya çıkartılır daha sonra 348°C'ye kadar ısıtılır. Aynı şekilde, metance zengin kolon tepe akımı da 348°C'ye kadar ısıtıldıktan sonra süreçten ayrılır.

Tablo 3.1. Doğal gaz besleme akımının özellikleri

Bileşen	Bileşim oranı (mol %)	Debi (kmol/saat)	Sıcaklık (K)	Basınç (kPa)
			373	1700
N ₂	0,21%	29,60		
H ₂ S	0,11%	16,15		
CO ₂	4,98%	711,55		
C ₁	64,83%	9270,35		
C ₂	11,97%	1711,91		
C ₃	9,54%	1363,98		
i-C ₄	1,76%	251,18		
n-C ₄	3,74%	535,24		
i-C ₅	0,95%	136,20		
n-C ₅	1,04%	149,34		
n-C ₆	0,87%	124,42		
Toplam	100,0%	14300,00		

Aspen Plus v7 süreç simülöründe modellenen süreçte Peng-Robinson termodinamik modeli kullanılmıştır. Etan geri kazanım oranı için orijinal sürece sadık kalınmış ve %88,6 değeri seçilmiştir. Süreç bu seçimlerle simüle edildiğinde hesaplanan ısıtma ve soğutma yükleri Tablo 3.2’de listelenmiştir.

Tablo 3.2. Sürecin ısıtma ve soğutma yükleri

Isıtma		Soğutma	
Q_{HU1}	18,0 MW	Q_{CU1}	41,5 MW
Q_{HU2}	27,3 MW	Q_{CU2}	9,9 MW
Q_{Reb}	7,6 MW		
$Q_{Isıtma}$	52,9 MW	$Q_{Soğutma}$	51,4 MW

3.3. Darboğaz Teknolojisi Uygulaması ile Isı Entegrasyonu

Darboğaz teknolojisinin sürece uygulanması için öncelikle sürecin ısıtılan ve soğutulan akımlarının belirlenmesi ve ısı sığası debilerinin hesaplanması gerekmektedir. Şekil 3.1’de gösterildiği gibi, ısı değiştirici ağına dahil olacak sıcak akımlar (1-2) ve (3-5), soğuk akımlar ise (11-C1OUT) ve (13-C2OUT)’tur. Ayrıca reboyerin ısı ihtiyacını gösteren QREB akımı bir enerji akımı olmasına rağmen ısı yükü ve ısı transferinin başlangıç ve bitiş sıcaklıkları bilgisi ile bir soğuk akım olarak kabul edilir. Minimum yaklaşım sıcaklığı (ΔT_{min}) 10 K kabul edilmiştir.

Bu bölümde süreç akımlarının ısı sığaları iki farklı yaklaşım ile belirlenmiştir. İlk yaklaşımda, akımların entalpilerinin sıcaklıkla doğrusal olarak değiştiği varsayılmış ve giriş ve çıkış sıcaklıkları üzerinden akımların ortalama ısı sığaları hesaplanmıştır. Faz değişimi gibi entalpinin sıcaklıkla değişiminin doğrusallıktan

uzaklaştığı durumlarda ısı sığasının sıcaklık üzerinden ortalama değerini kullanılması akım karşılaştırmalarında sorunlara yol açabilir. Bu nedenle, ikinci yaklaşımda akımların giriş sıcaklığından faz değiştirmeye başladığı sıcaklığa kadar ve bu sıcaklıktan çıkış sıcaklığına kadar olan iki parçası için ısı sığaları ayrı ayrı hesaplanmıştır.

3.3.1. Doğrusal Isı Sığası Değişimi Yaklaşımı

Entalpinin sıcaklıkla doğrusal değiştiği durumda bir akımın ısı sığası debisi Denklem 3.1'deki gibi hesaplanır. Bu denklemde $\dot{m}\bar{c}_p$ ortalama ısı sığası debisini temsil eder. Sıcak ve soğuk akımlar için hesaplanan değerler Tablo 3.3'de gösterilmiştir.

$$\dot{m}\bar{c}_p(T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) = \dot{m}(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) \quad (3.1)$$

Tablo 3.3. Sıcak ve soğuk akımların termodinamik özellikleri

Akım Adı	ΔH (MW)	$T_{\text{giriş}}$ (K)	$T_{\text{çıkış}}$ (K)	$\dot{m}\bar{c}_p$ ($\frac{MW}{K}$)
Sıcak 1 (1-2)	41,5	358	238	0,346
Sıcak 2 (3-5)	9,9	238	200	0,261
Soğuk 1 (11-C1OUT)	-18,0	169	348	0,101
Soğuk 2 (13-C2OUT)	-27,3	261	348	0,314
Reboylar (Q_{Reb})	-7,6	244	261	0,447
Q_{Net}	-1,5			

Darboğaz Teknolojisinin uygulanması ile ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma yükleri sürecin problem tablosu oluşturularak hesaplanır. Bu tabloda herhangi bir sıcaklık aralığında sıcak ve soğuk akımlar arasında en az ΔT_{min} kadar fark bulunmalıdır. Bunun sağlanması sıcaklık skalası sıcak akım sıcaklıklarının $\frac{1}{2}\Delta T_{min}$ altı, soğuk akım sıcaklıklarının $\frac{1}{2}\Delta T_{min}$ üstü için değerleri ile oluşturulur. Daha sonra bu skaladaki her bir aralık için sıcak ve soğuk akımlar arasında gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi hesaplanır (Denklem 3.2).

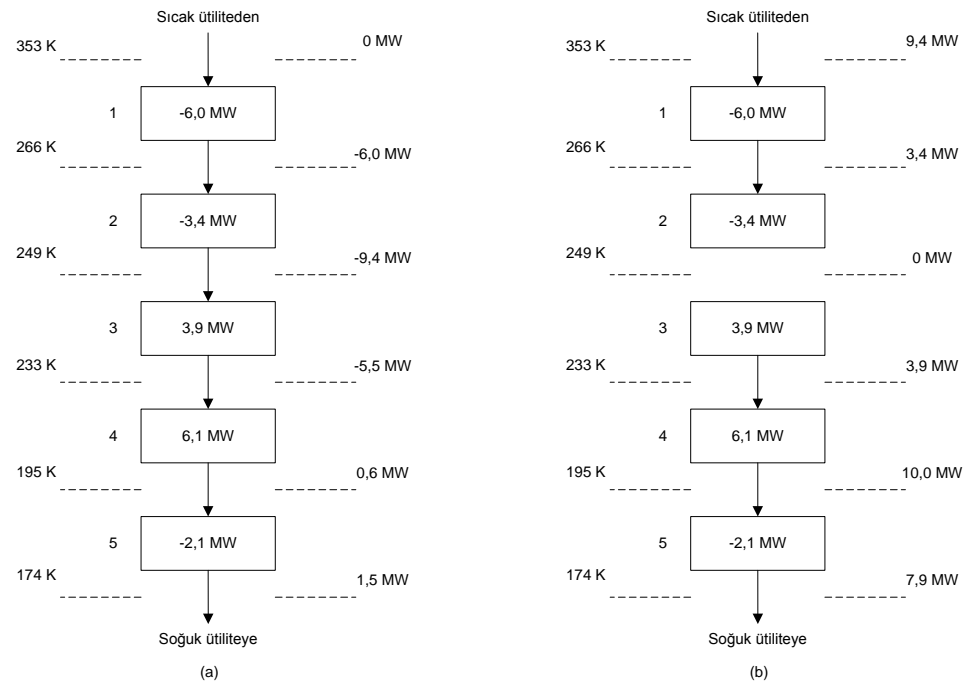
$$\Delta H_i = (T_i - T_{i+1}) \left(\sum \dot{m} c_{p,sıcak} - \sum \dot{m} c_{p,soğuk} \right)_i \quad (3.2)$$

Oluşturulan problem tablosunun (Tablo 3.4) son kolonu, değerinin işaretine göre o sıcaklık aralığında ısı fazlası ya da ısı açığı bulunduğunu gösterir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısı yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru akacağı için i aralığındaki ısı fazlası i+1 aralığına aktarılacaktır. Tablo 3.4'teki her aralık için bu prensip uygulandığında Şekil 3.2a'da gösterilen ısı şelale diyagramı elde edilir.

Tablo 3.4. Problem tablosu

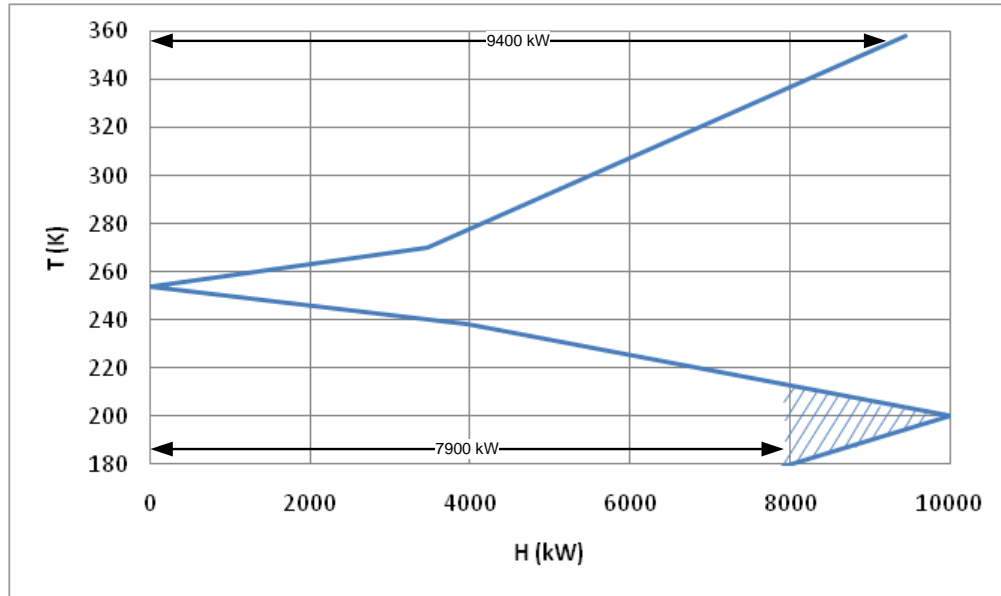
$T_{sıcak} (K)$	$T_{soğuk} (K)$	Aralık	$\Delta T (K)$	$\bar{c}_{p,sıcak} - \bar{c}_{p,soğuk}$	$\Delta H (MW)$
358	348				
353		1	87	-0,069	-6,0
271	261				
266		2	17	-0,200	-3,4
254	244				
249		3	16	0,245	3,9
238	228				
233		4	38	0,159	6,1
200	190				
195		5	21	-0,100	-2,1
179	169				

Şekil 3.2a'ya göre 1-2, 2-3 ve 3-4 sıcaklık aralıklarındaki ısı aktarımı düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa doğru gerçekleşmektedir. Bu durum termodinamiğin ikinci yasasını ihlal eder. Isının yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru akışını sağlamak için sıcak ütilite kullanımına ihtiyaç duyulur. Şelale diyagramına ısıtma ve soğutma yüklerinin eklenmesiyle (Şekil 3.2b) 10°C olarak seçilen minimum yaklaşım sıcaklığı için sürecin sıcak ve soğuk ütilite miktarlarının sırasıyla 9,4 MW ve 7,9 MW olduğu ortaya çıkar. Termodinamiğin birinci yasası gereği sıcak ve soğuk ütiliteler arasındaki net yük farkı değişmemiş ve 1,5 MW olarak hesaplanmıştır. Şelale diyagramına göre 249 K'de ısı transferi gerçekleşmemektedir. Bu sıcaklık sürecin darboğaz sıcaklığıdır.



Şekil 3.2. Isı şelale diyagramları

Ütilite ihtiyaçlarını sıcaklık ve entalpi terimleriyle gösteren büyük bileşik eğride (Şekil 3.3) ısı geri kazanımının olduğu bölge taralı alanla gösterilmiştir. Üst ve alt taraftaki açıklıklar ise gerekli ısıtma ve soğutma miktarlarını ifade eder. Ayrıca grafiğin sıcaklık ekseninin kestiği nokta darboğaz sıcaklığı olarak tanımlanır. Sürece ısı darboğaz sıcaklığının üstünde verilirken, bu sıcaklığın altında süreçten ısı alınır.



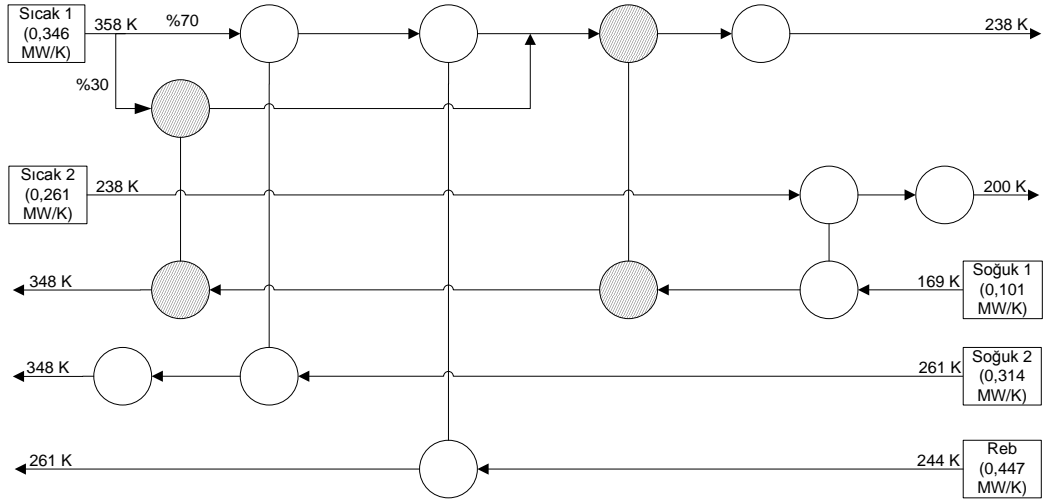
Şekil 3.3. Büyük bileşik eğri

Enerji hedeflerinin incelenmesinden sonra akımların Pinch Teknolojisine göre karşılaştırılmaları yapılır. Hangi karşılaşmaların gerçekleşeceğini akımların ısı sığası debileri ile Pinch Noktasına göre durumları belirler.

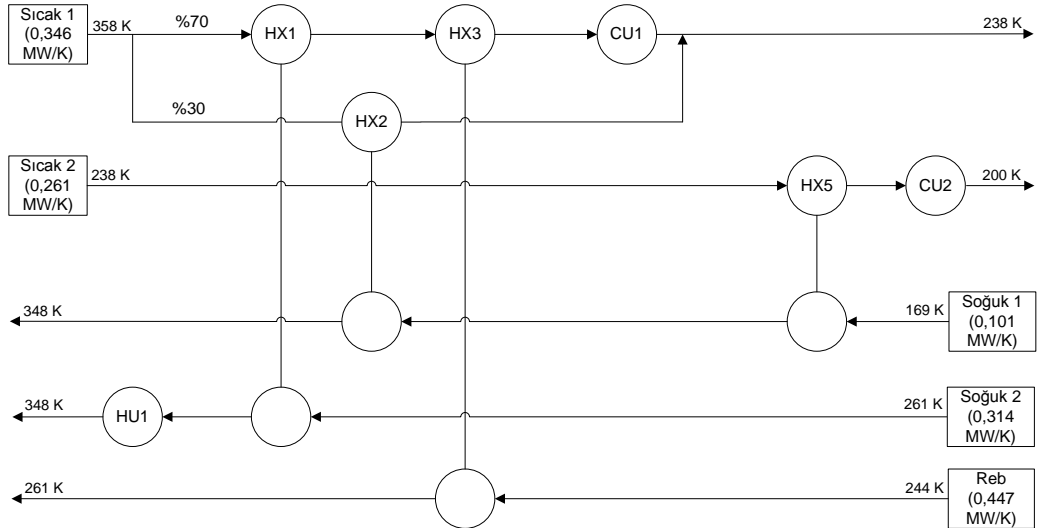
Pinch üstü karşılaşmalarda, sıcak akımın ısı sığası debisi soğuk akımından düşük ya da eşit olmalıdır. Ancak, Sıcak 1 akımı pinch üstünde en büyük ısı sığası debisine sahip olan akımdır. Pinch üstü karşılaştırmalarının mümkün olması için bu akımın iki parçaya ayrılması gerekmektedir. Sıcak 1 akımı, ısı sığası debileri sırasıyla 0,101 MW/K ve 0,245 MW/K olacak şekilde Sıcak 1_a ve Sıcak 1_b akımlarına ayrılarak pinch üstü karşılaştırmalarına uygun hale getirilir.

Pinch altı karşılaştırmaları için ise sıcak akımın ısı sığası debisi soğuk akımından büyük ya da eşit olmalıdır. Pinch altında sıcak ve soğuk akımlar arasında bu durum sağlandığı için her hangi bir akımın parçalanmasına ihtiyaç duyulmaz.

Pinch Teknolojisine göre akım karşılaştırmaları yapıldığında Şekil 3.4'te gösterilen Izgara Ağ Diyagramı elde edilir. Bu diyagramda taralı olarak gösterilen ısı değiştiricilerden herhangi birisinden yola çıkılırsa, akımlar ve ısı değiştiriciler takip edilerek o ısı değiştiricisine tekrar ulaşılabilir. Bu sonuç, tasarlanan ağda bir adet döngü olduğunun göstergesidir. Taralı ısı değiştiricisi çiftinden bir tanesi ağdan çıkarıldığında ütilite tüketiminde değişme olmaz. Öte yandan ısı değiştirici sayısı bir adet azalacağı için sürecin ilk yatırım maliyetinde azalma sağlanır. Mevcut döngünün kırılması ile elde edilen Izgara Diyagramı Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Izgara Ağ Diyagramı



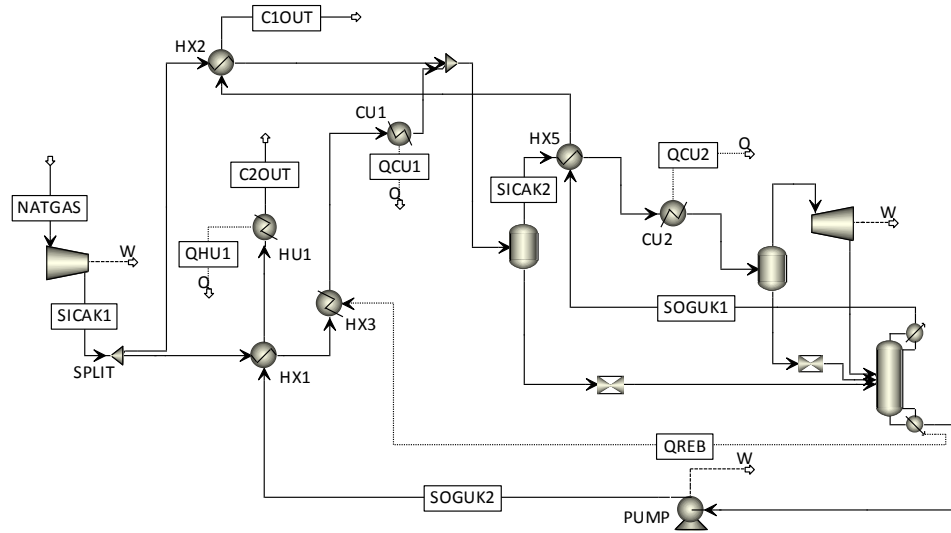
Şekil 3.5. Döngü kırıldıktan sonra elde edilen Izgara Ağ Diyagramı

Isı değiştirici ağları tasarlanırken akımların ısı sığası debilerinin sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiştir. Bu kabul, ısıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanan değerlerinin gerçek değerlerinden farklı olmasına neden olur. Bu sebeple, yüklerin gerçek değerleri elde edilmesinde süreç simülatöründen faydalanılır. Isı entegrasyonu sağlanmış turbogenleştirici süreci simülatörde çalıştırıldığında sürecin ihtiyaç duyduğu ısıtma ve soğutma yükleri sırasıyla 10,4 MW ve 8,9 MW olmuştur (Tablo 3.5). Buna göre, ısı entegrasyonunun sağlanmasıyla ısıtma yükünde %80, soğutma yükünde ise %83 tasarruf sağlanmaktadır.

Tablo 3.5. Isı entegrasyonu sonucunda ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma yükleri

	Sıcak Ü. 1	Soğuk Ü. 1	Soğuk Ü. 2	$Q_{\text{Isıtma}}$	$Q_{\text{Soğutma}}$	Q_{Net}
Q (kW)	10,4	4,7	4,3	10,4	8,9	1,5

Doğrusal ısı sığası değişimi yaklaşımında, Pinch Teknolojisi ile ısı entegrasyonu sağlanan turbogenleştirici sürecinin akış diyagramı Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



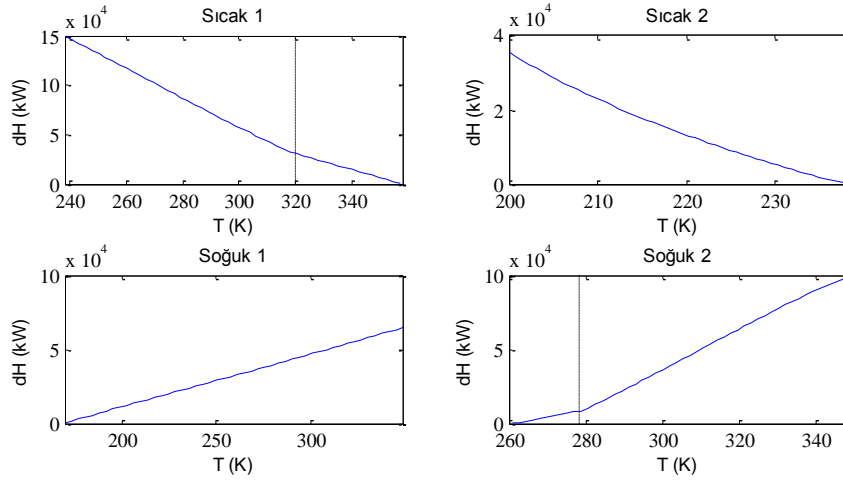
Şekil 3.6. Doğrusal ısı sığası değişimi yaklaşımıyla elde edilen sürecin akış diyagramı

3.3.2. Doğrusal Olmayan Isı Sığası Değişimi Yaklaşımı

Bir önceki kısımda, akımların giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında ısı sığalarının doğrusal değiştiği kabul edilmiş ve ortalama ısı sığaları hesaplanarak darboğaz yöntemi uygulanmıştı. Bu kabuller doğrultusunda sürecin ısı değiştirici ağı tasarlandığında, ısıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanan değerleri ile simülatörde okunan değerleri arasında fark olduğu ortaya çıkmıştı. Akımların ısı sığalarının daha hassas olarak hesaplanması, oluşan bu farkın azaltılmasında önemli rol oynar.

Sıcaklığı değişen bir akımın ısı sığasındaki değişme, faz değişimi gibi olayların yaşandığı durumlarda doğrusallıktan uzaklaşır. Bu gibi durumlarda giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında akımın entalpi değişimi kontrol edilmeli, doğrusallıktan uzaklaşan sıcaklıklarda akım parçalara ayrılarak bu sıcaklıklar arasında farklı ısı sığalarına sahip akımlar gibi düşünülmelidir.

Turbogenleştirici sürecinde ısıtılan ve soğutulan dört adet materyal akımı için sıcaklığa karşı entalpi değişimi incelendiğinde (Şekil 3.7), Sıcak 2 ve Soğuk 1 akımlarında entalpi farkının doğrusal değiştiği, Sıcak 1 ve Soğuk 2 akımlarında ise belli sıcaklık değerlerinden sonra yön değiştirdiği gözükür. Buna göre Sıcak 1 akımı, sıcaklığı 240 K ile 318 K arasında değişen Sıcak 1_a akımı ile sıcaklığı 318 K ile 358 K arasında değişen Sıcak 1_b akımı olarak ikiye ayrılmalıdır. Ayırma işlemi Soğuk 2 akımı için uygulandığında ise sıcaklığı 260 K ile 278 K arasında değişen Soğuk 2_a akımı ve sıcaklığı 278 ile 348 K arasında değişen Soğuk 2_b akımı elde edilir. Süreç akımlarının hesaplanan ısı sığaları Tablo 3.6'da verilmiştir.

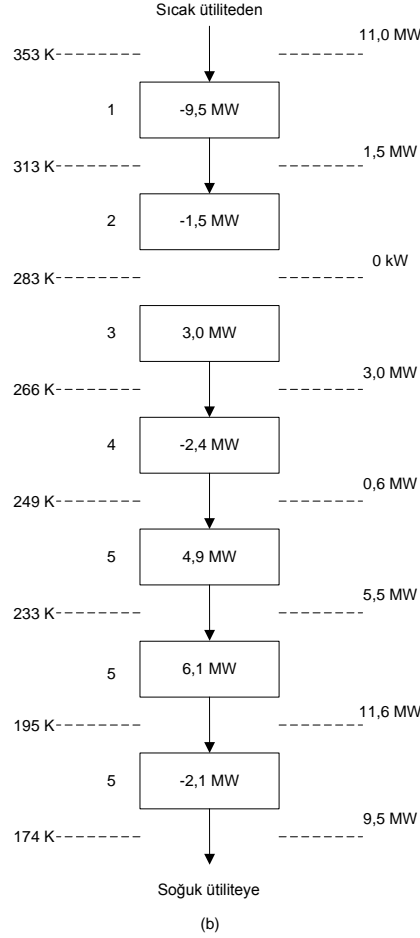


Şekil 3.7. Akımların sıcaklığa karşı entalpi değişimleri

Tablo 3.6. Sıcak ve soğuk akımların termodinamik özellikleri

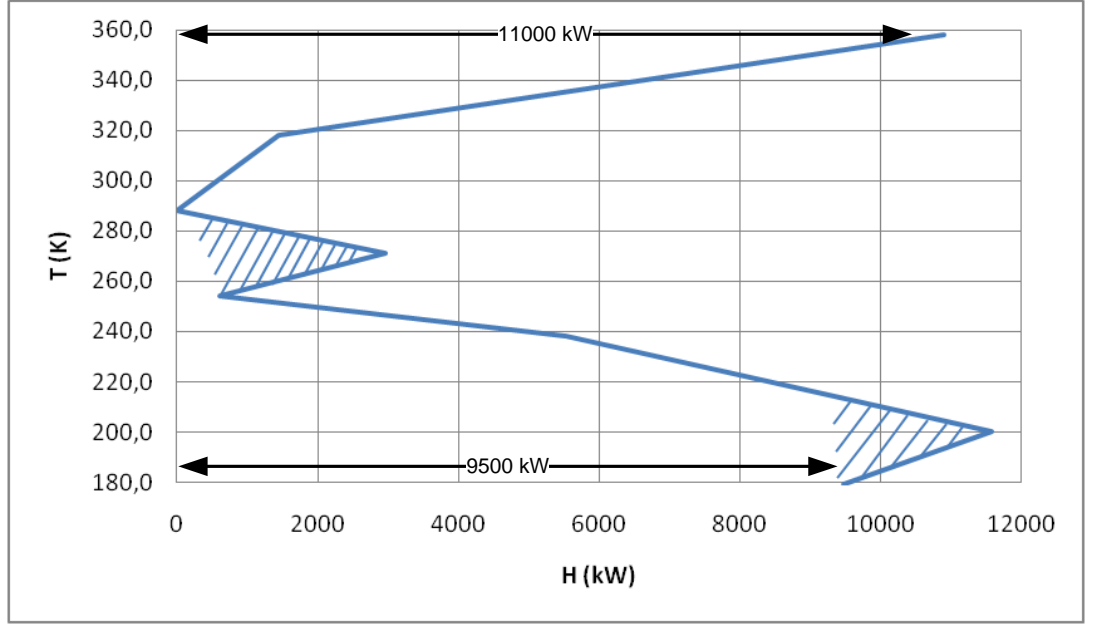
Akım Adı	ΔH (MW)	$T_{\text{giriş}}$ (K)	$T_{\text{çıkış}}$ (K)	$\dot{m}c_p$ ($\frac{MW}{K}$)
Sıcak 1 _a	8,7	358	318	0,218
Sıcak 1 _b	32,6	318	238	0,408
Sıcak 2	9,9	238	200	0,261
Soğuk 1	-18,0	169	348	0,101
Soğuk 2 _a	-2,4	261	278	0,135
Soğuk 2 _b	-24,9	278	348	0,356
Reboyer (Q_{Reb})	-7,6	244	261	0,447
Q_{Net}	-1,5			

Değişken ısı sığası kabulüyle yapılan darboğaz yöntemi sonucu ortaya çıkan şelale diyagramı Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Buna göre, yeni akımların katılımıyla darboğaz sıcaklığı 283 K olmuştur. Ayrıca gerekli ısıtma ve soğutma yükleri sırasıyla 11,0 MW ve 9,5 MW olarak hesaplanmıştır. Bu değerler bir önceki ısı değiştirici ağı ile elde edilen değerlerden yüksek çıksa da ısıtma ve soğutma yükleri arasındaki fark aynı kalmıştır.



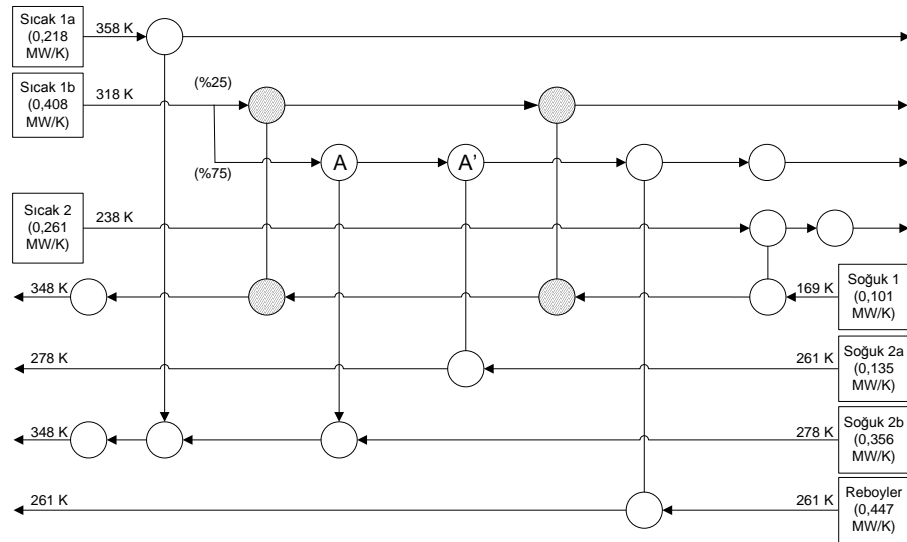
Şekil 3.8. Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen şelale diyagramı

Bu şelale diyagramı temel alınarak çizilen Büyük Bileşik Eğri ise Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Büyük bileşik eğri, iki sıcaklık aralığında ısı geri kazanımının gerçekleştiğini göstermektedir. Ütilite kullanım sıcaklıkları ise değişmemiştir.

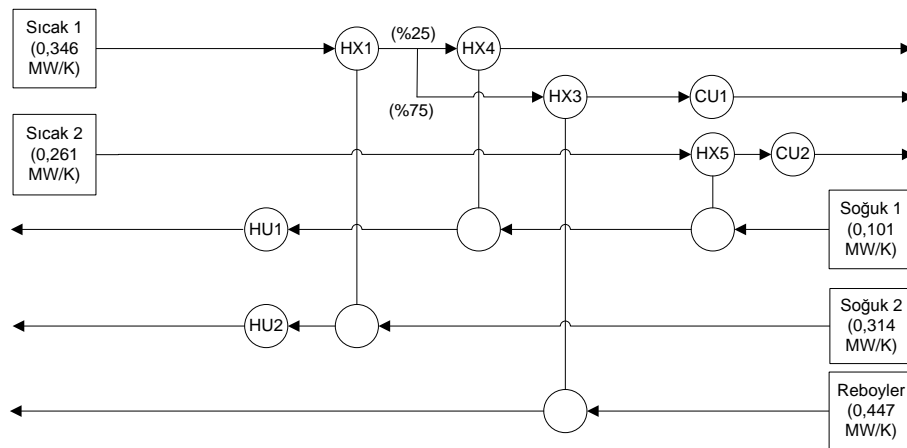


Şekil 3.9. Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen büyük bileşik eğri

Şekil 3.10’da sürecin uygun eşleştirmeler sonucunda tasarlanan yeni ısı değiştirici ağı gösterilmektedir. Soğuk 2_a akımının çıkışı Soğuk 2_b akımı olduğu için A ve A` ısı değiştiricileri tek bir ısı değiştiricisi olarak düşünülebilir. Ayrıca taralı gösterilen ısı değiştiricileri arasında bir adet döngü mevcuttur. Döngünün kırılmasıyla elde edilen ısı değiştirici ağı Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Izgara Ağ Diyagramı

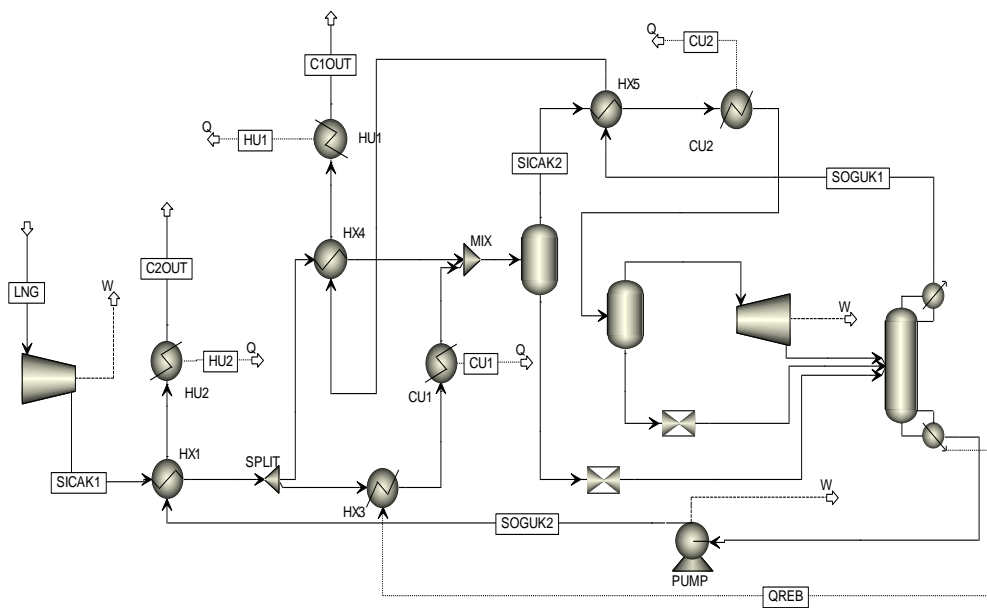


Şekil 3.11. Döngü kırıldıktan sonra elde edilen Izgara Ağ Diyagramı

Pinch teknolojisi ile ısı değiştirici ağı tasarlanan turbogenleştirici sürecinin ihtiyaç duyduğu ısıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanması için süreç simütatörü kullanılmıştır. Akış diyagramı Şekil 3.12’de gösterilen simütatörde çalıştırıldığında elde edilen ısıtma ve soğutma yükleri Tablo 3.7’de verilmiştir. Tasarlanan ısı değiştirici ağıyla sürecin ısı entegrasyonu yapılmamış haline göre ısıtma yükünde %81, soğutma yükünde ise %83 iyileştirme sağlanmıştır.

Tablo 3.7. Isı entegrasyonu sonucunda ihtiyaç duyulan ısıtma ve soğutma yükleri

	Sıcak Ü. 1	Sıcak Ü. 2	Soğuk Ü. 1	Soğuk Ü. 2	$Q_{\text{Isıtma}}$	$Q_{\text{Soğutma}}$	Q_{Net}
Q (kW)	8,0	2,3	4,9	3,9	10,3	8,8	1,5

**Şekil 3.12.** Değişken ısı sığaları kabulü ile elde edilen sürecin akış diyagramı

3.4. Sonuçlar ve Tartışma

Bir turbogenleştirici sürecinin ısı entegrasyonunun Darboğaz Teknolojisi ile gerçekleştirildiği bu bölümde, akımların ısı sığaları iki farklı yaklaşımla hesaplanmış ve iki ayrı ısı değiştirici ağı tasarlanmıştır. Sürecin ısı entegrasyonunda uygun akım karşılaşmaları akımların bu ısı sığaları ile belirlenir. Öte yandan, sürecin ihtiyaç duyduğu ısıtma ve soğutma yüklerinin kesin değerleri, ancak süreç simülöründe hesaplanabilir. Tablo 3.8’de yüklerin tasarımda hesaplanan değerleri ile simülörden okunan değerleri karşılaştırılmıştır. Faz değiştiren akımların parçalara ayrılmasıyla

ulaşılan daha hassas ısı sığası değerleri, tasarımda hesaplanan değerlerle simülâtör sonuçlarını birbirlerine yaklaştığı ortaya çıkmıştır. 1 numaralı ısı değiştirici ağının tasarımında hesaplanan değerlerle simülâtör sonuçları arasında %10-12 fark varken, 2 numaralı ısı değiştirici ağında bu fark %6-7'ye dūşmüştür.

Tablo 3.8. Tasarımda hesaplanan ısıtma ve soğutma yüklerinin simülâtör sonuçlarıyla karşılaştırılması

Isı Değiştirici Ağı	Isıtma Yükü			Soğutma Yükü		
	Tasarım Hesabı (MW)	Simülâtör Sonucu (MW)	Sapma (%)	Tasarım Hesabı (MW)	Simülâtör Sonucu (MW)	Sapma (%)
Ağ #1*	9,4	10,4	10,6	7,9	8,9	12,6
Ağ #2**	11,0	10,3	6,4	9,5	8,8	7,4

* Isı sığası debisinin sıcaklıkla doğrusal değişimi yaklaşımıyla tasarlanan ısı değiştirici ağı

** Isı sığası debisinin sıcaklıkla doğrusal değişmediği yaklaşımıyla tasarlanan ısı değiştirici ağı

Turbogenleştirci süreçlerinde kolondan çıkan akımların sıcaklıklarının sürecin işleyişine etkileri yoktur. Dolayısıyla tasarlanan ısı değiştirici ağlarında kullanılan sıcak ütilitelerin kaldırılması süreç için sorun teşkil etmez. Kaldırılan sıcak ütiliteler ile sürecin ısıtma yükü sıfırlanırken azalan kullanılan ekipman sayısından da tasarruf edilmiş olur. Tablo 3.9'da sürecin soğutma yükü entegrasyonundan önceki ve sonraki durumları için listelenmiştir. Buna göre, her iki ısı değiştirici ağı ile sürecin enerji performansı benzerdir ve harici enerji kullanımında %82'den fazla tasarruf sağlanmaktadır.

Tablo 3.9. Isı entegrasyonunun soğutma yüküne etkisi

Isı Değiştirici Ağı	Soğutma Yükü (MW)	Geri Kazanım Oranı (%)
<i>Isı entegrasyonu yok</i>	51,4	-
Ağ #1*	8,9	82,7
Ağ #2**	8,8	82,9

* Isı sığası debisinin sıcaklıkla doğrusal değişimi yaklaşımıyla tasarlanan ısı değiştirici ağı

** Isı sığası debisinin sıcaklıkla doğrusal değişmediği yaklaşımıyla tasarlanan ısı değiştirici ağı

4. TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜREÇLERİNDE EKSERJİ YIKIMININ MİNİMİZASYONU

Önceki bölümde, turbogenleştirici sürecinin ihtiyaç duyduğu enerji miktarında, sürecin ısı entegrasyonunun yeniden tasarlanmasıyla azalma sađlanmıŐtı. Öte yandan, süreçlerin enerji performanslarının iyileŐtirilmesinde enerjinin kullanılabilirliğinin artırılması da enerji tüketiminin azaltılması kadar önemlidir. Bu bölümde, turbogenleştirici sürecinin iki farklı ısı entegrasyonlu hali için gerçekteŐen ekserji yıkımları istenilen etan geri kazanım oranları için minimize edilmiştir.

4.1. Giriş

Bir turbogenleştirici ile etan geri kazanım sürecinde geri kazanım oranını ve bu orana denk gelen enerji ihtiyacını birçok süreç değişkeni belirler. Bu değişkenler arasında sürecin çalışma basıncı ve ön soğutma miktarı anahtar önem taşımaktadır. Örneğin, etan geri kazanım oranını doğrudan etkileyen kolon sıcaklığı sürecin enerji tüketiminin de ölçüsüdür. Süreçte hedeflenen geri kazanım oranı bu deđiŐkenlerin birçok değerı ile sağlanabilir. O halde, enerji tüketiminin nitelik ve nicelik bakımından en iyi olduğu çalışma koşulu uygun optimizasyon probleminin tanımı ve çözümleri ile elde edilir.

Bram ve De Ruyck [1997], yazdıkları FORTRAN altyordamı ile süreç akımlarının fiziksel ekserjilerinin Aspen Plus süreç simülatörü ile hesaplanmasına olanak sađlamıŐlardır. Ayrıca çalışmalarında ara soğutmalı bir gaz türbini çevriminde ekserji veriminin termal verimle deđiŐimini incelenmiştir.

Diğer bir çalışmada Graveland ve Gisolf [1998], Aspen Plus süreç simülatörü için akımların fiziksel, kimyasal ve karışım ekserjilerini ayrı ayrı hesaplayan lisanslı ExerCom programını kullanmıŐlardır. Çalışmada bu altyordam kullanılarak bir vinil-klorür tesisinde gerçekteŐen ekserji yıkımı optimize edilmiştir.

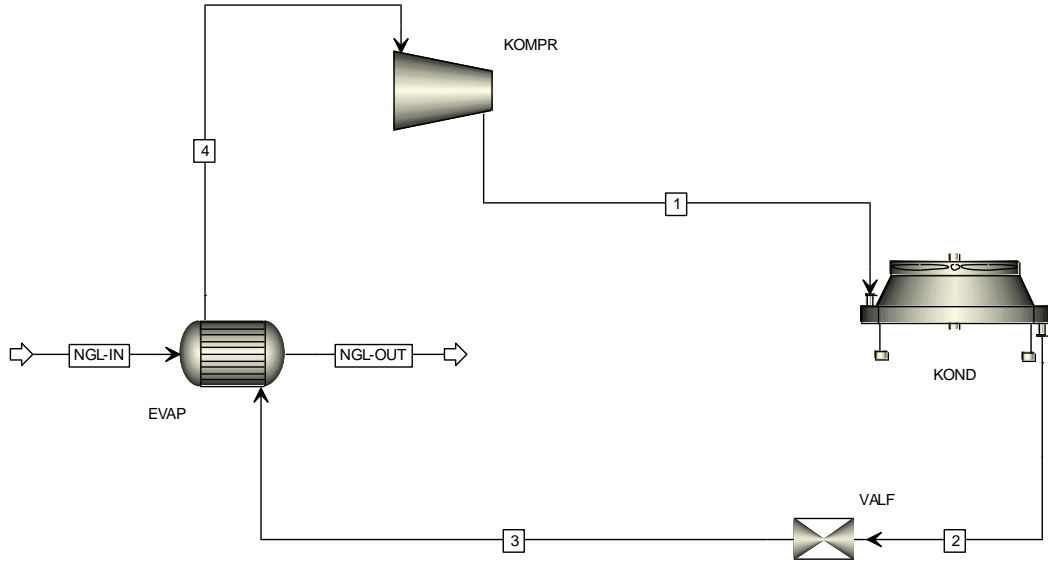
Jang ve arkadaşları [2005], bir turbogenleştirici sürecinin ekonomik optimizasyonunu Genetik ve Karesel Arama algoritmaları ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, Aspen Plus süreç simülatörü ve MATLAB yazılımı arasında iletişim sağlanıp, termodinamik hesaplamalar için simülatör, optimizasyon için ise MATLAB kullanılmıştır.

Mehrpooya ve arkadaşları [2006a], turbogenleştirici süreçlerinin ilk yatırım ve işletme maliyetlerini çalışma basıncı ve yapılan soğutma miktarları üzerinden minimize etmişlerdir. Optimizasyon metodu olarak Genetik Algoritma kullanılan çalışmada HYSYS süreç simülatörü ve MATLAB birlikte çalıştırılarak optimal çalışma koşullarıyla net karda %28 artış sağlanmıştır.

Bu bölümde, turbogenleştirici sürecinin iki farklı ısı entegrasyonu ile elde edilen durum çalışmalarında istenilen geri kazanım oranına minimum ekserji yıkımı ile ulaşılmaya çalışılmıştır. Kullanılan süreç simülatöründe ekserji hesaplamaları mevcut olmadığından öncelikle, bu hesaplamaları yapan bir harici altyordam yazılarak simülatöre eklenmiştir. Sonraki adımda bir optimizasyon paketi ile simülatörün etkileşimi sağlanarak, sürecin optimizasyonu türevsiz yöntemler kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

4.2. Propan Soğutma Çevrimi

Turbogenleştirici sürecinde ısı entegrasyonun yapıldığı bölümde kullanılan sıcak ve soğuk ütiliteler sadece ısı akımları ve sahip oldukları ısıtma ve soğutma yükleri ile ifade edilmişti. Süreçte gerçekleşen ekserji yıkımının gerçekçi bir şekilde hesaplanması için çalışan akışkan olarak propandan faydalanılan bir soğutma çevrimi kullanılan soğuk ütilitelerin yerini almıştır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Süreçte kullanılan propan soğutma çevrimi

Soğutma çevriminde, buhar fazındaki propan kondenserde (KOND) hava ile soğutulur ve yoğuşturulur. Daha sonra, genişleme valfinden (VALF) basıncı ile birlikte sıcaklığı da düşürülen propan, ısı değiştiricisinde (EVAP) doymuş buhara geçerken karşılaştığı akımın da soğutulmasına neden olur. Son olarak, buhar fazındaki propanın basıncı kompresör (KOMPR) yükseltilecek şekilde çevrim tamamlanır.

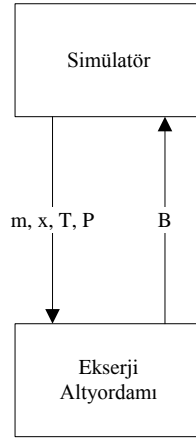
Kondenserde propanın karşılaştığı havanın sıcaklığı 25°C derece kabul edilmiştir. Bu sebeple kompresör (KOMP) çıkış basıncı bu ısı değiştiricisinde minimum yaklaşım sıcaklığı olan 10°C 'yi sağlayacak şekilde seçilmiştir. Aynı şekilde, valfin çıkış basıncı da EVAP ısı değiştiricisinde minimum yaklaşım sıcaklığını tutturacak şekilde ayarlanmıştır. Çevrimin propan debisi ise NGL-OUT akımı için 10°C olan minimum yaklaşım sıcaklığını sağlayacak şekilde seçilir. Soğutma çevriminde, kompresörün yaptığı iş ile ekserji sisteme girerken, kondenserde dışarı atılan ısı ile ekserji sistemden dışarı aktarılır.

4.3. Ekserji Analizinin Uygulanması

Çalışmada kullanılan Aspen Plus v7 süreç simülatöründe dahili ekserji modeli bulunmamaktadır. Bu sebeple, ön çalışma olarak her süreç akımı için ekserji değerini

hesaplayan ve simülatöre akım özelliği olarak döndüren bir FORTRAN altyordamı yazılmıştır. Altyordamda, süreç boyunca kimyasal reaksiyon gerçekleşmediği için, ekserjinin sadece fiziksel ve karışım bileşenleri dikkate alınmıştır.

Ekserji hesabında, altyordam öncelikle ilgili akımın sıcaklık, basınç, debi ve bileşenlerinin mol oranları bilgisini simülatörden alır. Akımın fiziksel ve karışım ekserjileri bu bilgilerle hesaplanıp toplam ekserji değeri simülatöre yeni bir akım özelliği olarak döndürülür. Altyordam ve simülatör arasındaki bu etkileşim şematik olarak Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Altyordam-simülatör bağlantısı

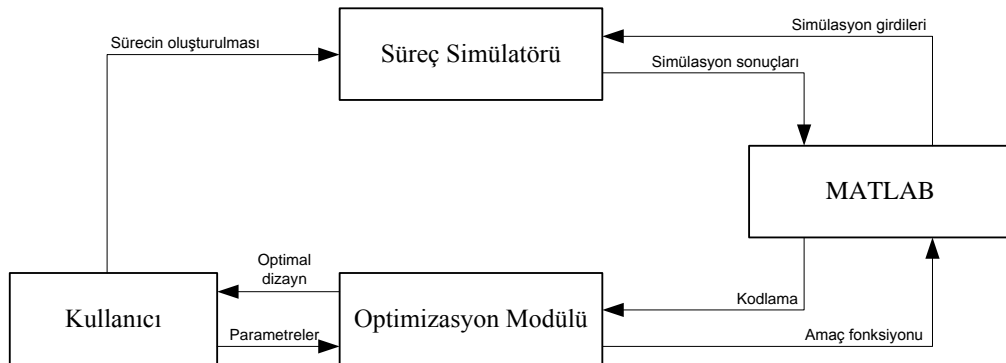
Hazırlanan altyordam sadece madde akımlarının ekserjilerini hesaplamaktadır. İş akımları ile taşınan ekserjiyi net iş miktarı belirler. Isı akımları ile taşınan ekserji ise net ısı yükü ve ısı transferinin yapıldığı sıcaklık üzerinden tanımlanır. Bu bilgiler simülatör ile doğrudan elde edilebildiği için ısı ve iş akımlarının ekserjileri harici bir alt yordama ihtiyaç duyulmaksızın hesaplanabilir.

Süreçteki her akımın sahip olduğu ekserji miktarının hesaplanmasıyla, sürecin genel ekserji performansı ölçülebilir hale gelmektedir. Sürece giren ve süreçten dışarı çıkan akımların ekserji miktarları arasındaki fark simülatörün CALCULATOR bloğu kullanılarak hesaplanır ve süreçte yıkılan net ekserji miktarı elde edilir.

4.4. Süreç Simülatörü – Optimizasyon Paketi Entegrasyonu

Turbogenleştirici sürecinin simülasyonu Aspen Plus v7 süreç simülatörünün sıralı kipi (sequential mode) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu kipte çalışırken, kullanıcının her akımın özelliklerini tanımlaması gerekmektedir. Turbogenleştirici süreçleri gibi karmaşık süreçlerde, bir akımın özelliği takip ettiği akımın özelliğine yoğun bir şekilde bağımlı olduğu için türev bazlı optimizasyon yöntemleri ile yakınsama problemleri yaşanmaktadır [Jang et al., 2005]. Zira, simülatörün sahip olduğu optimizasyon modülü ile de türev bazlı olduğu için sonuç alınamamıştır. Bu sebeple sürecin optimizasyonu için türev kullanılmayan yöntemler olan Genetik Algoritma ve Desen Arama (Pattern Search) yöntemlerinin kullanılmasına karar verilmiştir.

Çalışmada kullanılan süreç simülatörünün en büyük avantajlarından biri, ActiveX teknolojisini kullanarak, harici programlarla entegre olabilmesidir. Bu çalışmada, simülatörün bu avantajı kullanılarak MATLAB yazılımı ile simülatör arasında iletişim sağlanmış, termodinamik hesapların simülatörde optimizasyonun ise MATLAB’de gerçekleştirildiği bir model kurulmuştur. Bu modelin akış diyagramı Şekil 4.3’de gösterilmektedir.

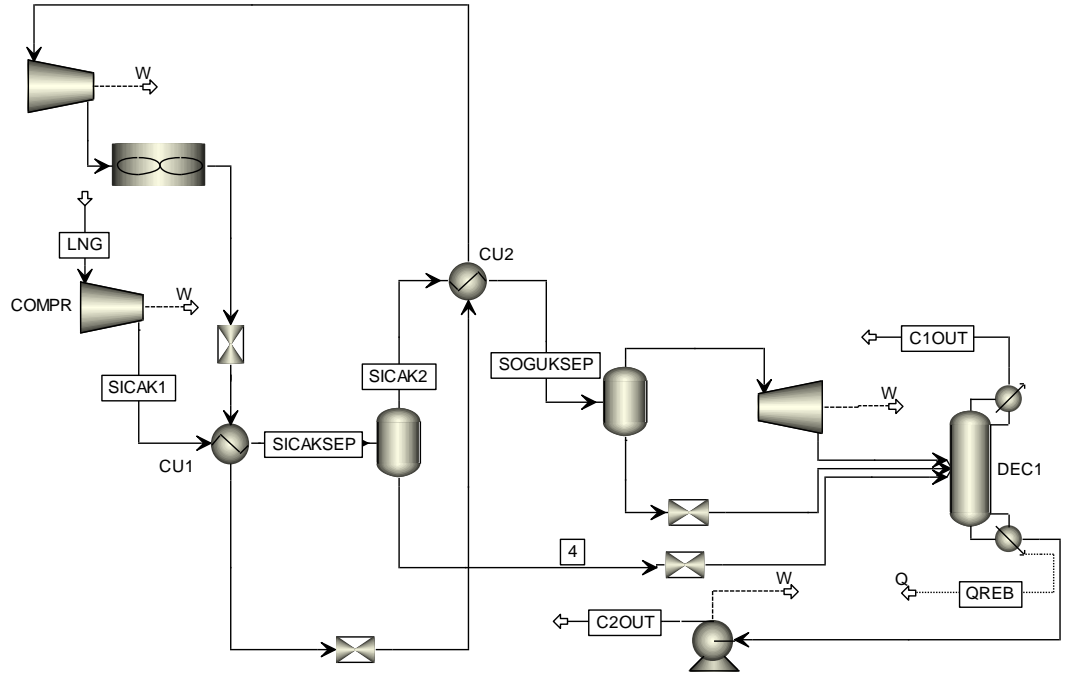


Şekil 4.3. Kullanıcı – simülatör – optimizasyon modülü arasındaki etkileşim

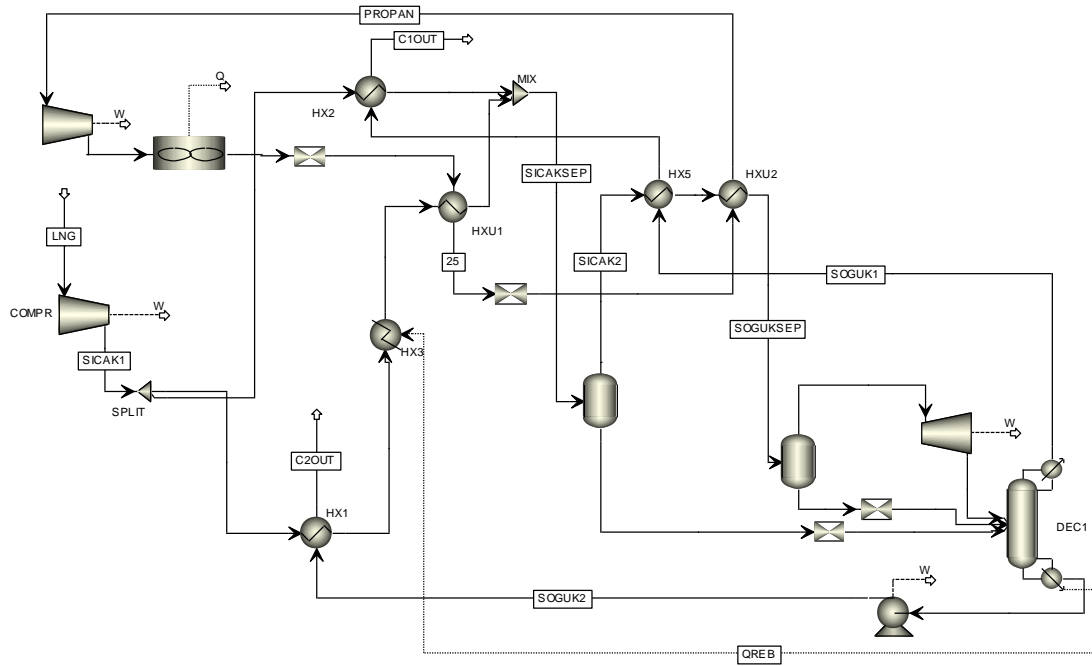
4.5. Optimizasyon Öncesi Durum Çalışmalarının Karşılaştırılması

Önceki bölümde, turbogenleştirici sürecin ısı entegrasyonsuz ve ısı entegrasyonunun tasarlanan iki farklı ısı değiştirici ağı ile gerçekleştirildiği durum çalışmaları için ihtiyaç duyulan soğutma yükleri karşılaştırılmıştı. Bu bölümde, meydana gelen ekserji yıkımlarının hesaplanabilmesi için propan çevrimi kullanılmıştır. Bu sebeple durum çalışmalarında ihtiyaç duyulan soğutma yükleri değil, gerekli kompresör güçleri karşılaştırılmalıdır. Durum çalışmalarının optimizasyonundan önce yapılacak bu karşılaştırma, optimizasyon ile elde edilen iyileştirmenin ölçülmesine olanak sağlar.

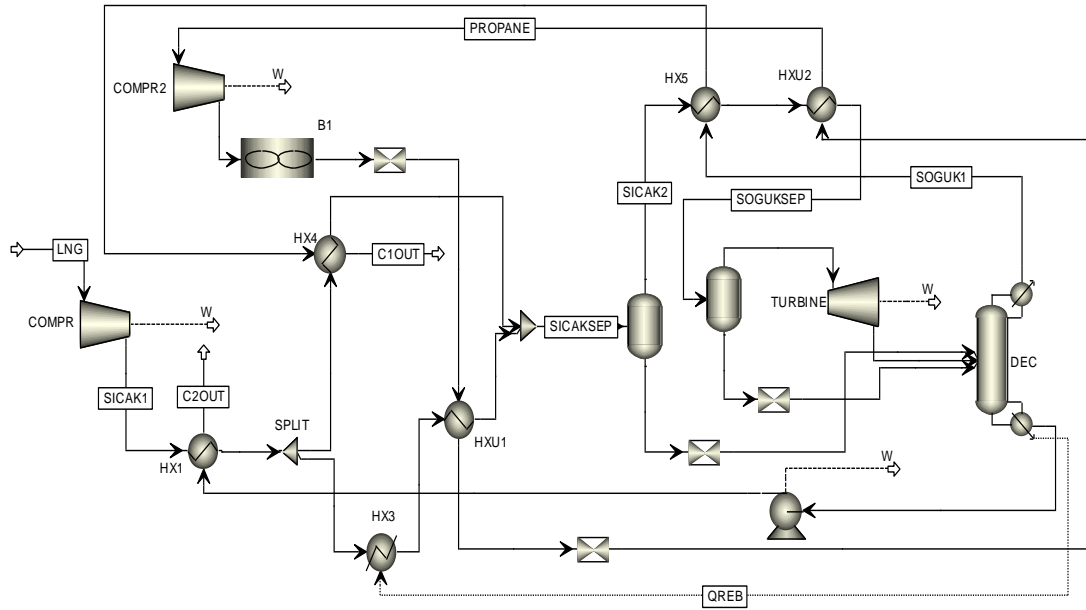
Sabit etan geri kazanım oranında (%88,6) ihtiyaç duyulan soğutma yükleri ve kompresör güçleri üç durum için incelenmiştir. İlk durumda süreçte ısı entegrasyonu mevcut değildir ve sürecin tüm enerji ihtiyacı harici kaynaklardan sağlanmaktadır (Şekil 4.4). İkinci ve üçüncü durumlarda ise ısı entegrasyonu sırasıyla tasarlanan ilk ve ikinci ısı değiştirici ağları ile sağlanmaktadır (Şekil 4.5 ve Şekil 4.6). Bu durum çalışmaları için hesaplanan değerler Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Isı entegrasyonunun turbogenleştirici üzerinde etkisi olmadığı için bu ekipmandan elde edilen güç miktarı üç durum çalışması için sabit kalmıştır. Öte yandan, entegrasyon sonucunda ihtiyaç duyulan soğutma yükü azaldıkça kompresör yükü azalmakta ve turbogenleştiriciden elde edilen gücün kompresör gücünü karşılama oranı artmaktadır. Isı entegrasyonsuz durum çalışmasına göre tasarlanan birinci ve ikinci ısı değiştirici ağlarının kullanıldığı durum çalışmalarında kompresör gücü sırasıyla %32,6 ve %34,9 oranında azalmıştır. Turbogenleştiriciden elde edilen gücün kompresör gücünü karşılama oranındaki artış ise yine sırasıyla %48,4 ve %53,8 olmuştur.



Şekil 4.4. Isı entegrasyonsuz turbogenleştirici süreci



Şekil 4.5. Birinci ısı değiştirci ağı ile turbogenleştirici süreci



Şekil 4.6. İkinci ısı değıştirci ağı ile turbogenleştirici süreci

Tablo 4.1. Durum çalışmalarının ihtiyaç duyduğu soğutma yükleri ile kompresör ve türbin güçleri

	$\dot{Q}_{soğutma}$ (MW)	$\dot{m}_{soğutucu}$ (kmol/sa)	\dot{W}_{comp} (MW)	\dot{W}_{turb} (MW)	$\frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{comp}}$ (%)
Isı Entegrasyonsuz	14,8	7250	26,4	2,4	%9,1
1. Durum çalışması	8,9	4063	17,8	2,4	%13,5
2. Durum çalışması	8,8	3894	17,2	2,4	%14,0

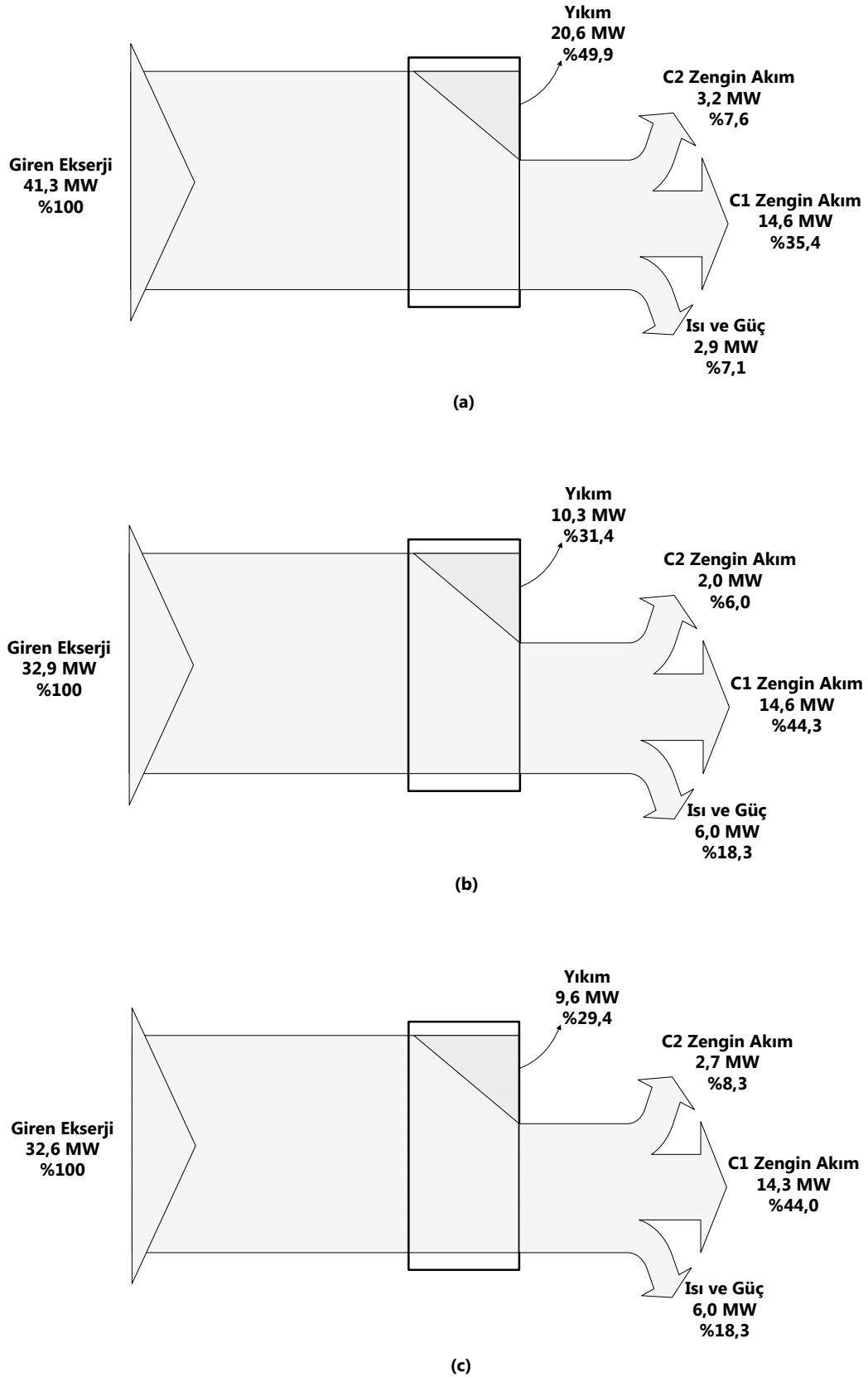
Hazırlanan ekserji altyordamı yardımıyla, her üç durum çalışmasının optimizasyon öncesi ekserji performansları incelenmiş ve süreci besleyen ekserji miktarının ürünlerde hangi oranda dağıldığını gösteren Grassmann Ekserji Band diyagramları çizilmiştir (Şekil 4.7). Buna göre en fazla ekserji yıkımı 20,6 MW ile ısı

entegrasyonu olmayan durum çalışmasında meydana gelmiştir. Isı entegrasyonu ile sürecin harici enerji ihtiyacındaki azalma ekserji yıkımına da yansımış ısı entegrasyonlu süreçler için yaşanan ekserji yıkımı sırasıyla 10,3 MW ve 9,6 MW olmuştur. Aynı geri kazanım oranı için ekserji yıkımında sağlanan %50'den fazla azalma ısı entegrasyonun ekserji yıkımını doğrudan etkilediğinin göstergesidir.

Isı entegrasyonlu iki durum çalışması arasında ortaya çıkan ekserji yıkımı farkı ise sadece enerji tüketimine değil, farklı akım karşılaşmalarıyla ortaya çıkan tersinmezliklere de bağlıdır. Ekserji yıkımının minimizasyonu, bu tersinmezlikleri en aza indirecek süreç değişkenlerinin elde edilmesini sağlayacaktır.

Doğal gaz besleme akımının en büyük bileşeninin metan olması ve süreçte bu bileşenin neredeyse tamamının geri kazanılmasına bağlı olarak en yüksek debili ürün akımı metan zengini akımdır. Bunun sonucunda ekserji band diyagramlarından da görüldüğü gibi en yüksek miktarda ekserji taşıyan ürün akımı da yine metan zengini akım olmuştur.

Bir süreçte ana ürün akımlarının ekserjisinin sürece giren ekserjiye oranı Toplam Mükemmeliyet Derecesi (TMD) olarak adlandırılır [Szargut et al., 1988]. Turbogenleştirici süreci için ürünler metan ve etan zengini akımlardır. O halde, üç durum çalışması için TMD değerleri sırasıyla %43, %50,3 ve %52,3'tür. Isı entegrasyonu ile ekserji yıkımında sağlanan azalma TMD değerlerinin yükselmesini sağlamıştır.



Şekil 4.7. Durum çalışmalarının Grassman Ekserji Band diyagramları a) ısı entegrasyonsuz b) birinci ısı değiştirici ağı ile c) ikinci ısı değiştirici ağı ile

4.6. Durum Çalışmalarının Ekserji Yıkımı Minimizasyonu

Turbogenleştirici sürecinin belirli çalışma koşulları için yapılan ısı entegrasyonunun meydana gelen ekserji yıkımını yarıya kadar azalttığı gösterilmiştir. Bununla beraber uygun çalışma koşullarının elde edilmesiyle, süreçlerin ekserji performanslarında daha fazla iyileştirilme sağlanabilir.

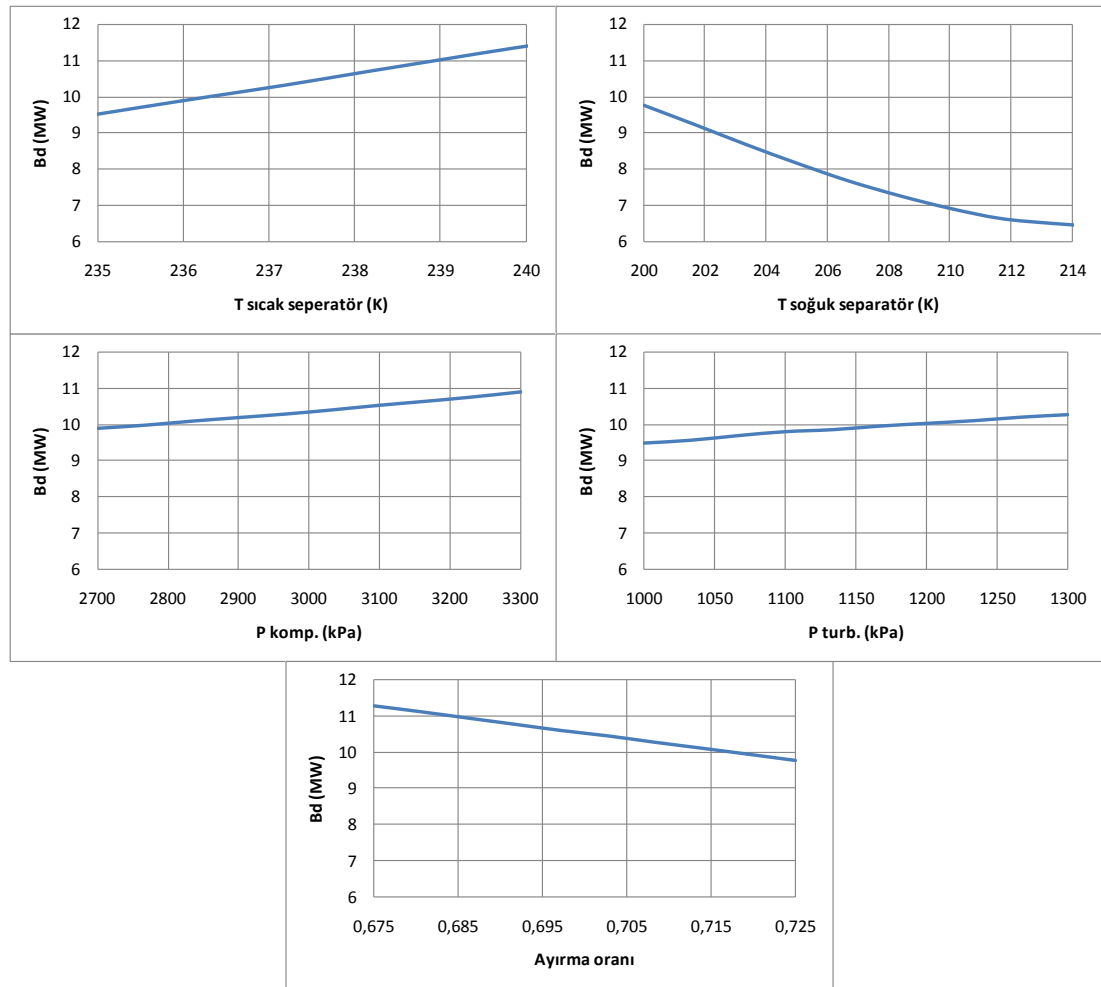
Fiziksel ve kimyasal süreçlerde yaşanan tersinmezlikler sürecin çalışma koşullarıyla doğrudan ilgilidir. Örneğin bir ısı değiştiricisinde yaşanan ekserji yıkımı, ekipmana giren ve çıkan akımların sıcaklık ve basınçlarının bir fonksiyonudur. Bir süreç için istenilen koşullarda minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları belirlenirken öncelikle ekserji yıkımına duyarlı süreç değişkenleri tayin edilmelidir. Turbogenleştirici sürecinde ekserji yıkımını belirleyen en önemli değişkenler sürecin çalışma basıncı ve kolon sıcaklığıdır.

4.6.1. Birinci Isı Değiştirici Ağı ile Durum Çalışması

Turbogenleştirici sürecinin ısı entegrasyonun gerçekleştirildiği bölümde tasarlanan ilk ısı değiştirici ağının kullanıldığı ilk durum çalışmasında (Şekil 4.5) karar değişkenleri olarak; kompresör (COMPR) giriş basıncı, destilasyon kolonu (DEC1) çalışma basıncı, sıcak ve soğuk separatör giriş akımlarının (SICAKSEP, SOGUKSEP) sıcaklıkları ve SPLIT ekipmanındaki ayırma oranı seçilmiştir. Her bir değişkene göre süreçte yaşanan ekserji yıkımı, diğer değişkenler nominal değerlerinde iken hesaplanmış ve Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Buna göre ekserji yıkımı, sürecin çalışma basıncından çok separatör giriş sıcaklıkları ile değişmektedir. Bunun sebebi, doğal gazın sıcaklığının düşük değerlere indirilmesinin sürecin enerji tüketimini artırmasıdır. Soğuk separatör giriş sıcaklığı sabit tutulup, sıcak separatör giriş sıcaklığı düşürüldüğünde HXU2 ısı değiştiricisindeki ısı yükü azalmaktadır. Bu sonuç süreçte yaşanan ekserji yıkımında düşüşe neden olur. Sıcak separatör giriş sıcaklığı sabit tutulup, soğuk separatör giriş sıcaklığı düşürüldüğünde ise HXU2’nin ısı yükü artmasıyla süreçte daha fazla ekserji yıkımı gerçekleşir. Kompresörün ihtiyaç duyduğu yük güç çıkış basıncı ile beraber arttığı için yüksek basınçlarda daha fazla ekserji yıkımı gerçekleşmektedir. Turbogenleştiricide ise kompresördekinin

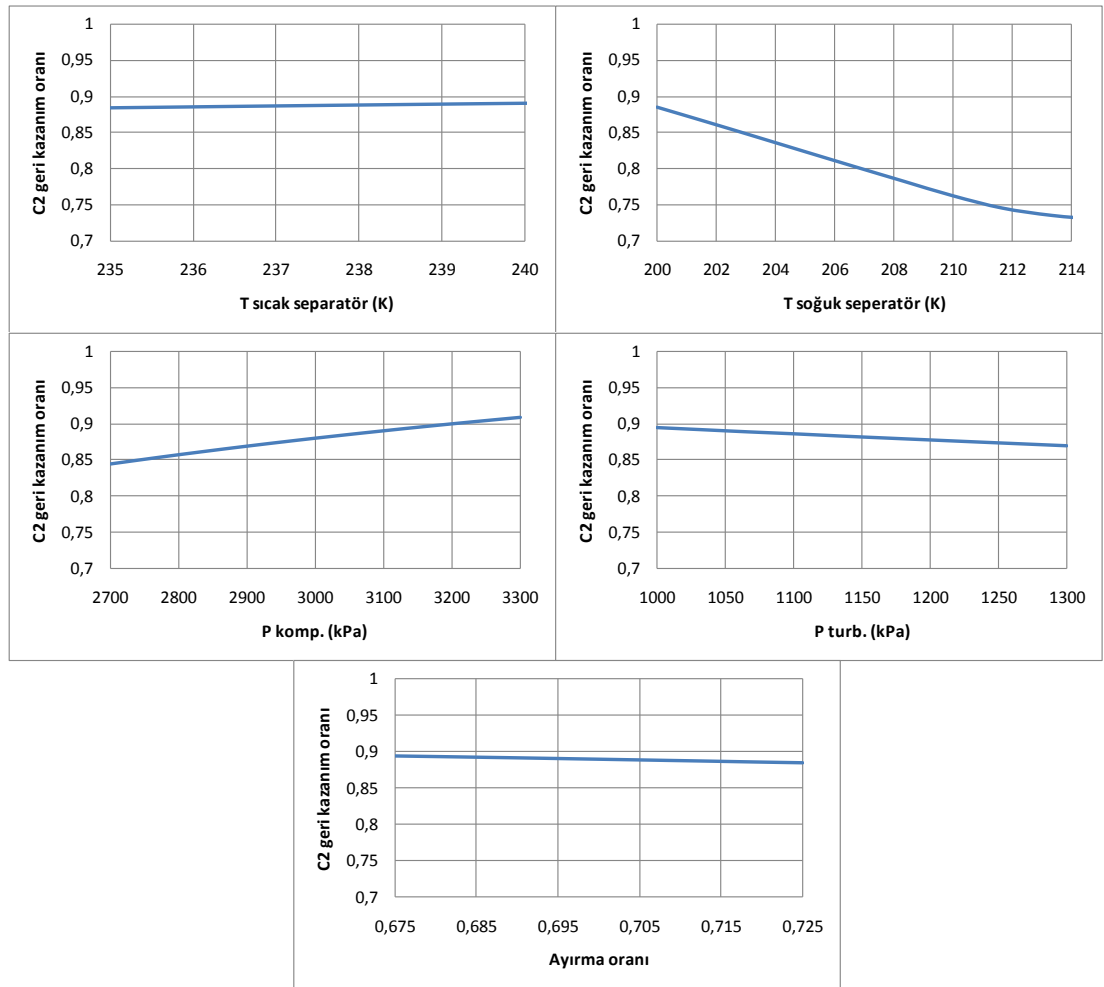
tersi bir durum geçerlidir. Azalan çıkış basıncıyla elde edilen güç miktarı artmakta ve süreçte daha az ekserjinin yıkılmasına yol açmaktadır. Son karar değişkeni olan ayırma oranında ise ekserji yıkımı HX1 ısı değiştiricisine giden akım lehine artırıldığında azalma göstermektedir.

Sürecin çalışabilir olduğu bölge karar değişkenlerinin alt ve üst limitlerini belirlemektedir. Örneğin, diğer değişkenler nominal değerlerinde iken sıcak separatörün giriş sıcaklığı 235°C 'den küçük veya 240°C 'den büyük olduğu durumda da süreç çalışmamaktadır. Karar değişkenlerinin limitlerinin belirlenmesi için duyarlılık analizi geniş bir değişim aralığında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlardan, incelenen değişkenin sürecin çalışabilirliğini yitirdiği noktalar tespit edilmiş ve bu noktadaki değerler o değişkenin alt ve üst limitleri olarak seçilmiştir.



Şekil 4.8. Birinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (ekserji yıkımı)

Etan geri kazanım oranının karar değişkenleriyle hangi oranda değiştiğini gösteren grafik Şekil 4.9'da verilmiştir. Bu grafiğe göre etan geri kazanım oranını belirleyen başlıca karar değişkenleri soğuk separator giriş sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncıdır. Soğuk separator giriş akımı sıcaklığı düştükçe, destilasyon kolonuna giren akımların sıvı-buhar oranı artmaktadır. Bu oran 1'e yaklaştıkça kolonda ayrıştırma yüzdesi artmaktadır. Kompresör çıkış basıncının artması ise doğal gazın turbogenleştiricide genişleme miktarını artırmaktadır. Bu sonuç turbogenleştiriciden doğal gazın daha düşük sıcaklıkta çıkmasına ve destilasyon kolonuna daha yüksek sıvı-buhar oranını ile girmesine sebep olmaktadır. Böylece etan geri kazanım oranını artırmaktadır.



Şekil 4.9. Birinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (etan geri kazanımı)

Minimum ekserji yıkımının belirlenebilmesi için optimizasyon problemi uygun şekilde tanımlanmalıdır. Bunun için, istenilen etan geri kazanım oranına ve duyarlılık analizleri yapılan karar değişkenlerinin alt ve üst limitlerine ek olarak, ısı değiştiricilerinde minimum yaklaşım sıcaklığının korunduğunu gösteren yeni bir kısıt belirlenmiştir. Seçilen karar değişkenleri ile istenilen geri kazanım oranında ekserji yıkımının minimizasyonunu sağlayan optimizasyon problemi şu şekilde tanımlanır.

$$\begin{aligned}
 \min B_d &= f(\bar{x}) & (4.1) \\
 g(\bar{x}) - 0.886 &= 0 \\
 235 K &\leq x_1 \leq 240 K \\
 200K &\leq x_2 \leq 214 K \\
 2700 kPa &\leq x_3 \leq 3300 kPa \\
 1000 kPa &\leq x_4 \leq 1300 kPa \\
 0,675 &\leq x_5 \leq 0,725 \\
 \Delta T_{\min} &\geq 10
 \end{aligned}$$

Burada:

- x_1 : Sıcak seperatör giriş sıcaklığı
- x_2 : Soğuk seperatör giriş sıcaklığı
- x_3 : Kompresör çıkış basıncı
- x_4 : Türbin çıkış basıncı
- x_5 : Ayırıcı oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Optimizasyon probleminin Desen Arama yöntemi ile çözülmesi ile elde edilen karar değişkenlerinin optimal değerleri optimizasyondan önceki değerleri ile birlikte Tablo 4.2'de gösterilmiştir. Buna göre seperatör giriş sıcaklıklarında değişme yaşanmazken sürecin çalışma basıncı 100 kPa civarında azalmıştır.

Tablo 4.2. Birinci durum çalışması için karar değişkenlerinin değerleri

	$T_{sıcak}$ (K)	$T_{soğuk}$ (K)	P_{komp} (kPa)	P_{turbo} (kPa)	Ayrırma Oranı
Optimizasyondan Önce	238	200	3100	1100	0,700
Optimizasyondan Sonra	239	200	3009	1005	0,706

Optimizasyon sonucunda sürecin enerji performansındaki değişim Tablo 4.3'te gösterilmiştir. Buna göre çalışma basıncındaki düşüşle birlikte sürecin soğutma ihtiyacında %13,3 oranında azalma sağlanmıştır. Ayrıca kompresör ve turbogenleştirici çıkış basınçlarındaki değişimin etkisiyle kompresörün ihtiyaç duyduğu güç azalırken turbogenleştiriciden elde edilen güç artmıştır. Bunun sonucunda turbogenleştirici gücünün kompresör gücünü karşılama oranında %26,7 oranında gelişme kaydedilmiştir.

Tablo 4.3. Birinci durum çalışmasının enerji performansı

	$\dot{Q}_{soğutma}$ (MW)	$\dot{m}_{soğutucu}$ (kmol/sa)	\dot{W}_{comp} (MW)	\dot{W}_{turb} (kW)	$\frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{comp}}$ (%)
Optimizasyondan önce	8,9	4063	17,8	2,4	13,5
Optimizasyondan sonra	7,8	3576	15,8	2,7	17,1
Değişim (%)	-13,3	-12,0	-11,2	12,5	26,7

Durum çalışmasının optimizasyon öncesi ve sonrasındaki ekserji performansı karşılaştırılmış ve Tablo 4.4'de gösterilmiştir. Sürece giren doğal gaz akımının özellikleri optimizasyonla beraber değişmemesine rağmen sürece giren ekserji miktarında %4,9 oranında azalma meydana gelmiştir. Bu azalmanın sebebi sürecin ihtiyaç duyduğu enerji miktarındaki azalmadır. Süreçte meydana gelen ekserji yıkımı

ise %8,7 azalma ile 9,4 MW olmuştur. Sürece aktarılan ve süreçte yıkılan ekserjideki değişimler sonucunda, yıkılan ekserjinin giren ekserjiye oranı %4,1 azalma ile %30,1'e gerilemiştir. Bu sonuçlara göre optimizasyon çalışması sonucunda hem sürece aktarılan ekserji miktarının hem de süreçte meydana gelen ekserji yıkımının azaldığı ve böylelikle enerjinin kullanılabilirliğinin arttığı ortaya çıkmıştır.

Tablo 4.4. Birinci durum çalışmasının ekserji performansı

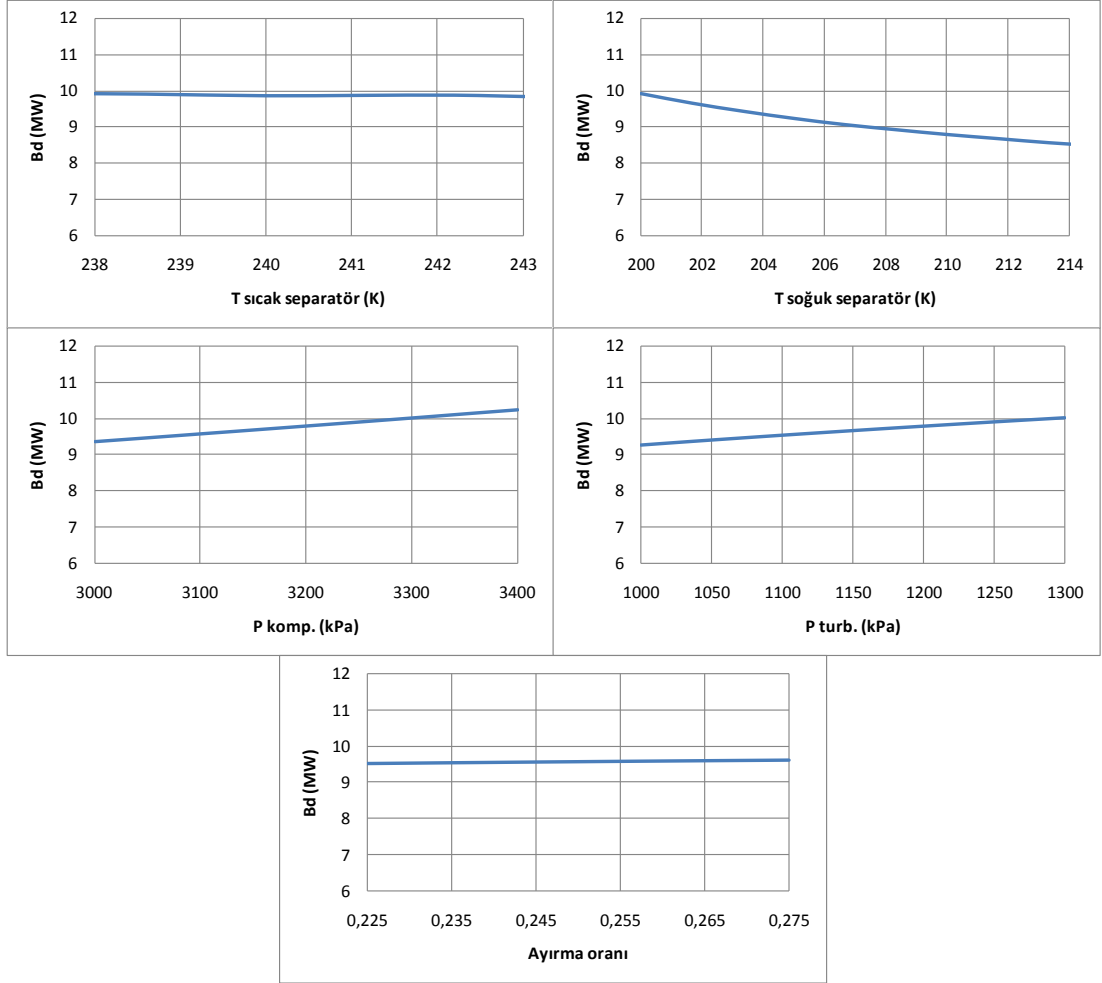
	\dot{B}_{giren} (MW)	\dot{B}_d (MW)	$\frac{\dot{B}_d}{\dot{B}_{giren}}$ (%)
Optimizasyondan önce	32,8	10,3	31,4
Optimizasyondan sonra	31,2	9,4	30,1
Değişim (%)	-4,9	-8,7	-4,1

4.6.2. İkinci Isı Değiştirici Ağı ile Durum Çalışması

Tasarlanan ikinci ısı değiştirici ağının kullanıldığı ikinci durum çalışmasında (Şekil 4.6) etan geri kazanım oranını ve ekserji yıkımını bir önceki durum çalışmasındaki aynı süreç değişkenleri belirler; Sıcak ve soğuk separatörlerin giriş sıcaklıkları (SICAKSEP ve SOGUKSEP), kompresör (KOMPR) ve turbogenleştirici (TURBINE) çıkış basınçları ve ayırıcı (SPLIT) oranı bu durum çalışmasının optimizasyonunda da karar değişkenleri olarak seçilmiştir.

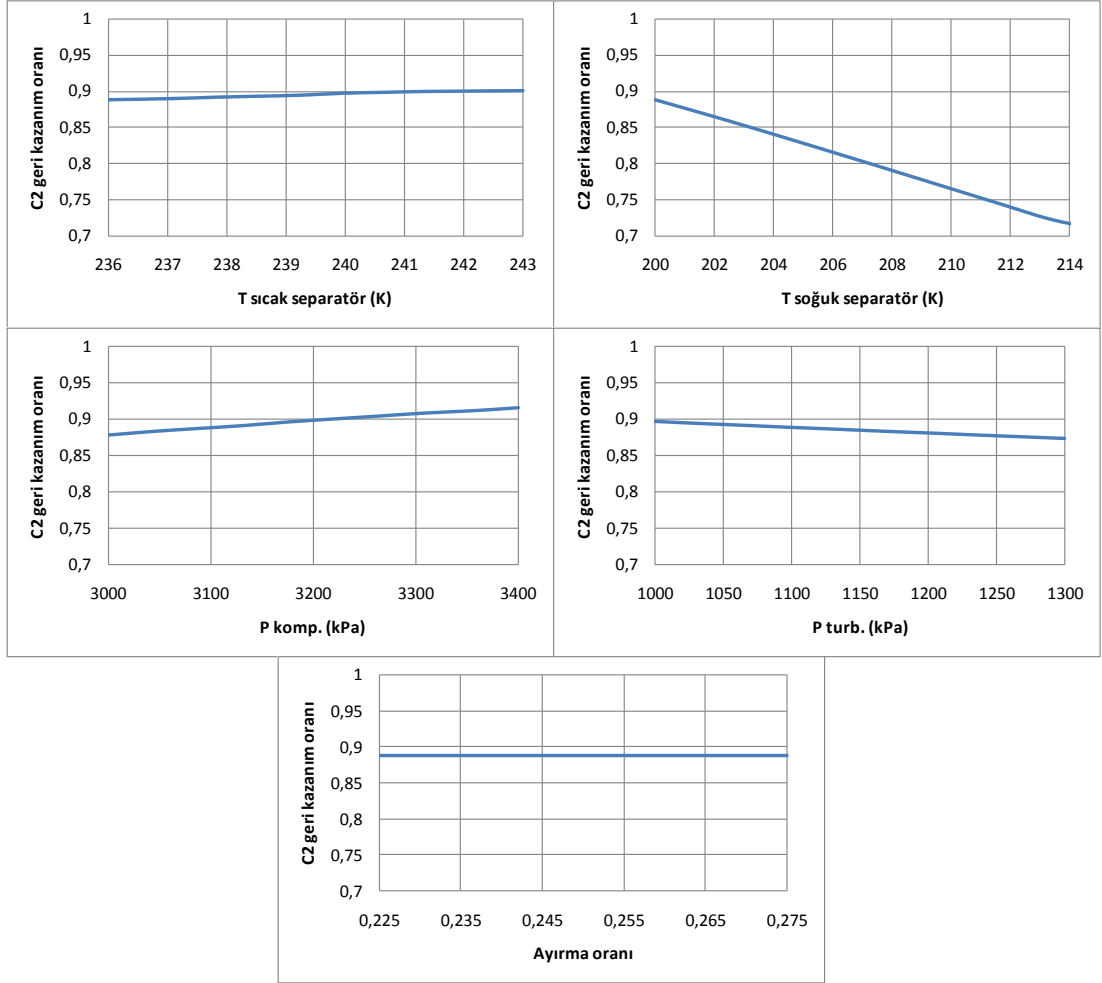
Karar değişkenlerinin bu durum çalışmasında meydana gelen ekserji yıkımına etkileri Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Buna göre, süreçte meydana gelen ekserji yıkımının karar değişkenlerine bağımlılığı bir önceki duruma göre çok daha azdır.

Bu sebeple, bu durum çalışmasının ekserji performansını artırma potansiyelinin çok daha az olduğundan söz edilebilir.



Şekil 4.10. İkinci ısı değiştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (ekserji yıkımı)

Karar değişkenlerinin etan geri kazanım oranına etkisi ise Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Buna göre geri kazanım oranında en önemli etken soğuk separatör giriş sıcaklığıdır. Bu sıcaklıkta meydana gelen 15°C’lik bir artışın geri kazanım oranında %15’e varan düşüşe neden olduğu gözükmektedir



Şekil 4.11. İkinci ısı değıştirici ağı ile sürecin duyarlılık analizi (etan geri kazanımı)

Seçilen karar değışkenleri optimizasyonu yapılan her iki durum çalışması için de aynı olmasına rağmen, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de gösterildiği gibi bu durum çalışmasında farklı alt ve üst limitlere sahiptirler. Bu sebeple, süreçte ekserji yıkımı minimizasyonu sağlayan optimizasyon problemi ifade edilirken, kısıtların yeniden tanımlanmasına ihtiyaç duyulur (Denklem 4.2).

$$\begin{aligned}
\min B_d &= f(\bar{x}) & (4.2) \\
g(\bar{x}) - 0.886 &= 0 \\
236 K &\leq x_1 \leq 243 K \\
200 K &\leq x_2 \leq 214 K \\
3000 kPa &\leq x_3 \leq 3400 kPa \\
1000 kPa &\leq x_4 \leq 1300 kPa \\
0,225 &\leq x_5 \leq 0,275 \\
\Delta T_{\min} &\geq 10
\end{aligned}$$

Burada:

- x_1 : Sıcak seperatör giriş sıcaklığı
- x_2 : Soğuk seperatör giriş sıcaklığı
- x_3 : Kompresör çıkış basıncı
- x_4 : Türbin çıkış basıncı
- x_5 : Ayırıcı oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Bu optimizasyon problemi Desen Arama metodu ile çözülmüş ve hesaplanan optimal karar değişkenleri, optimizasyon öncesi değerleri ile birlikte Tablo 4.5’de gösterilmiştir. Optimizasyonu sonucunda, sürecin daha düşük basınçta çalıştırılmasının meydana gelen ekserji yıkımını azalttığı ortaya çıkmıştır.

Bir sürecin ekserji performansının belirleyen asıl etken tükettiği enerjinin miktarıdır. Isı entegrasyonu, tüketilen enerji miktarını azaltarak, sürecin ekserji performansında artışa yol açar. Bu turbogenleştirici süreci için gerçekleştirilen ekserji yıkımı minimizasyonunda, sıcaklık karar değişkenlerinin başlangıç değerlerinin optimizasyon sonucunda değişmediği ortaya çıkmıştır. Bunun nedeni, ısı entegrasyonu ile bu değişkenlerin optimal değerlerine zaten ulaşılmış olmasıdır. Daha düşük sıcaklık değerleri için ekserji yıkımında azalma gözlemlenmesine rağmen ısı değiştiricileri için minimum yaklaşım sıcaklığı kısıtı ihlal edilmektedir.

Tablo 4.5. İkinci durum çalışması için karar değişkenlerinin değerleri

	$T_{sıcak}$ (K)	$T_{soğuk}$ (K)	P_{komp} (kPa)	P_{turbo} (kPa)	Ayrırma Oranı
Optimizasyondan Önce	238	200	3100	1100	0,247
Optimizasyondan Sonra	238	200	3021	1005	0,250

Optimizasyon sonucu elde edilen süreç özellikleri Tablo 4.6’te verilmiştir. İhtiyaç duyulan soğutma yükünde sağlanan %11,4’lük iyileştirilme kompresör gücünde %8,0 azalma sağlamıştır. Turbogenleştiriciden elde edilen gücün artmasıyla, turbogenleştirici gücünün kompresör gücünü karşılama oranı %21,4’lük artışla %17,0’a çıkmıştır. Sonuç olarak, ilk durum çalışmasında olduğu gibi bu durum çalışmasında da, ekserji yıkımının minimizasyonu sürecin daha az harici enerji kullanımına neden olmuştur.

Tablo 4.6. İkinci durum çalışmasının enerji performansı

	$\dot{Q}_{soğutma}$ (MW)	$\dot{m}_{soğutucu}$ (kmol/saat)	\dot{W}_{comp} (MW)	\dot{W}_{turb} (kW)	$\frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{comp}}$ (%)
Optimizasyondan önce	8,8	3894	17,2	2,4	14,0
Optimizasyondan sonra	7,8	3583	15,9	2,7	17,0
Değişim (%)	-11,4	-8,0	-7,6	12,5	21,4

İkinci durum çalışmasının ekserji performansındaki değişimi Tablo 4.7’de gösterilmiştir. Buna göre, optimizasyon sonucunda hem sürece giren hem de süreçte yıkılan ekserji miktarında azalma kaydedilmiştir. Sürece giren ekserji miktarındaki

%5,8 azalmanın sebebi harici enerji tüketimindeki azalmadır. Yıkılan ekserji miktarındaki %8,8 azalma ise süreç içi tersinmezliklerin yeni çalışma basıncında azaldığının göstergesidir. Sonuç olarak, yıkılan ekserji miktarının sürece giren ekserji miktarına oranı %28,7 olmuştur. Böylelikle enerjinin kullanılabilirliği %2,7 oranında artırılmıştır.

Tablo 4.7. İkinci durum çalışmasının ekserji performansı

	\dot{B}_{giren} (MW)	\dot{B}_d (MW)	$\frac{\dot{B}_d}{\dot{B}_{giren}}$ (%)
Optimizasyondan önce	32,6	9,6	29,5
Optimizasyondan sonra	30,7	8,8	28,7
Değişim (%)	-5,8	-8,3	-2,7

4.7. Sonuçlar ve Tartışma

Bir turbogenleştirici sürecinin farklı ısı entegrasyonlarına sahip iki durum çalışmasında meydana gelen ekserji yıkımı, süreç simülatörü – optimizasyon paketi bağlantısı sağlanarak minimize edilmiştir. Durum çalışmalarının birbirleri arasındaki karşılaştırmaları Tablo 4.8’de gösterilmiştir. Buna göre sürecin optimizasyondan önceki durumu için ikinci durum çalışması daha iyi enerji ve ekserji performansı göstermektedir. Birinci durum çalışmasına göre bu durum çalışmasında %3,4 daha az enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Yıkılan ekserji ise yine birinci durum çalışmasına göre %6,8 daha az miktardadır.

Durum çalışmaları, meydana gelen ekserji yıkımları minimize edildikten sonra karşılaştırıldığında ise birinci durum çalışmasının daha az enerji ihtiyacı olduğu anlaşılmıştır. Öte yandan, ikinci durum çalışmasında %6,4'lük bir oranla daha az ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Bu sonuç, harici enerji ihtiyacı ile birlikte çalışma koşullarının da sürecin ekserji performansını belirlediğinin göstergesidir.

Tablo 4.8. Isı değiştirici ağlarının ekserji performanslarının karşılaştırılması

	Optimizasyon öncesi		Optimizasyon sonrası	
	\dot{B}_d (MW)	\dot{W}_{comp} (MW)	\dot{B}_d (MW)	\dot{W}_{comp} (MW)
1. Durum çalışması	10,3	17,8	9,4	15,8
2. Durum çalışması	9,6	17,2	8,8	15,9

İlk adımda, enerji ihtiyacını tamamen harici kaynaklardan karşılayan bir turbogenleştirici sürecinin ısı entegrasyonunun sağlanmasıyla meydana gelen ekserji yıkımında %50'ye varan azalma sağlanabileceği anlaşılmıştır. Daha sonra, ekserji yıkımı minimizasyonu ile sürecin optimal çalışma sıcaklığı ve çalışma basıncı hesaplanmıştır. Isı entegrasyonu sonucunda ısı değiştirici ekipmanlarında minimum yaklaşım sıcaklığı limitlerine ulaşıldığı için süreç zaten optimal çalışma sıcaklığında çalışmaktadır. Bununla birlikte, elde edilen yeni çalışma basıncı ile istenilen etan geri kazanım oranı için minimum ekserji tüketimi sağlanmış ayrıca enerji ihtiyacında da azalma kaydedilmiştir.

5. FARKLI DOĞAL GAZ BİLEŞİMLERİ İLE ÇALIŞABİLEN BİR TURBOGENLEŞTİRİCİ SÜRECİNDE EKSERJİ YIKIMININ MİNİMİZASYONU

Turbogenleştirci etan geri kazanım süreçlerinde istenilen etan geri kazanım oranını sağlayan çalışma koşulları doğal gaz besleme akımının bileşimine göre belirlenir. Öte yandan, temininde farklı havzaların kullanılması gibi nedenler ile doğal gazın bileşimi değişeceği için süreç düşük performansla çalışabileceği gibi tamamen işlevsiz de kalabilir.

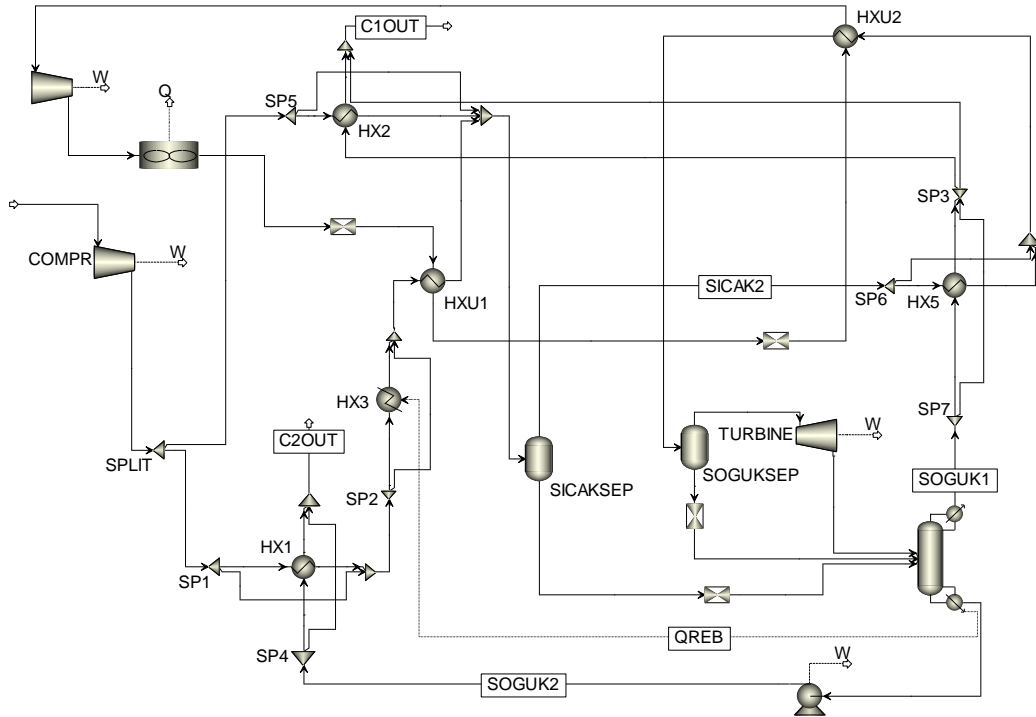
Bir önceki bölümde, bir turbogenleştirci etan geri kazanım sürecinde meydana gelen ekserji yıkımı sürecin sabit doğal gaz bileşimi ile çalıştırıldığı durum için minimize edilmişti. Bu bölümdeki çalışmanın amacı, bu sürecin içerik olarak birbirlerinden oldukça farklı iki doğal gaz bileşimi için çalışabilir olmasını sağlamak ve meydana gelen ekserji yıkımını minimize etmektir.

5.1. Giriş

Doğal gazın termodinamik özelliklerini içerdiği bileşenlerin oranları belirler. Örneğin, farklı etan oranına sahip iki doğal gaz bileşimi farklı ısı sığası değerlerine sahiptir. Tasarımlarında belirleyici etkenin termodinamik özellikler olması süreç ekipmanlarının çalışma performanslarını akıma özgü kılar.

Isı entegrasyonu neticesinde harici enerji ihtiyacının minimizasyonu, sürecin olurlu bölgenin uç noktalarında çalışmasına neden olur. Bu ise, sürecin çalışma koşullarında meydana gelen değişimlere karşı esnekliğinin azalmasına yol açabilir. Örneğin belirli bir doğal gaz bileşiminin ısı sığası debisine göre tasarlanan ısı değiştirici ağı farklı bir doğal gaz bileşimi ile kullanıldığında işlevselliğini yitirebilir. Bu nedenle, sürecin farklı doğal gaz bileşimleri için çalışabilirliğinin sağlanması enerji tüketimi ve ekserji yıkımının artmasına yol açabilir.

İki farklı doğal gaz bileşiminin tek bir turbogenleştirici sürecinde kullanılabilmesini sağlamak için öncelikle kullanılacak sürecin belirlenmesi gerekmektedir. Bu bölümde, ikinci bölümde sentezlenen ilk ısı değiştirici ağının kullanıldığı süreç temel alınmıştır. Bu ağ ile daha fazla ekserji yıkımının meydana gelmesinin daha fazla iyileştirme potansiyeli sunduğu düşünölmüştür. Mevcut sürecin esnekliğini artıracakđı düşüncesiyle, temel alınan süreçteki ısı değiştiricilerine baypaslar eklenmiştir. Isı değiştiriciye giren akımların debisi gerektiğinde bu baypaslar ile ayarlanacak ve ekipmanın çalışabilirliği korunacaktır. Elde edilen nihai süreç Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. İki doğal gaz bileşimi ile çalışan turbogenleştirici süreci

5.2. Besleme Akımlarının Bileşenleri

Kullanılan doğal gazın bileşimi turbogenleştirici sürecinin performansını belirleyen en önemli etkenlerden biridir. Sürecin çalışabilirliği iki uç noktadaki bileşim için sağlandığında ara değerdeki bileşimler için de kendiliğinden sağlanacakđı düşünölmüştür. Bu sebeple, kullanılan doğal gaz bileşimleri hidrokarbon oranları

birbirlerinden oldukça farklı olacak şekilde seçilmiştir. Turbogenleştirici süreci etan geri kazanımı için kullanıldığı için, seçilen bileşimlerin özellikle etan oranlarının birbirlerinden farklı olmasına dikkat edilmiştir. Etan oranı yüksek ilk doğal gaz bileşimi Jibril ve arkadaşlarının [2006] çalışmasından alınmıştır. Etan oranı görece düşük olan ikinci doğal gaz bileşimi ise Chebbi ve arkadaşlarının [2004] çalışmasından alınmıştır. Bu doğal gaz bileşimlerinin bileşen oranları ile sürece girdikleri sıcaklık ve basınç değerleri Tablo 5.1’de listelenmiştir.

Tablo 5.1. Doğal gaz besleme akımlarının bileşimleri ve özellikleri

Bileşen	Etan oranı yüksek		Etan oranı düşük	
	Bileşim oranı (mol, %)	Debi (kmol/saat)	Bileşim oranı (mol, %)	Debi (kmol/saat)
N ₂	0,21	29,60	5,40	772,20
H ₂ S	0,11	16,15	–	–
CO ₂	4,98	711,55	–	–
C ₁	64,83	9270,35	84,00	12012,00
C ₂	11,97	1711,91	7,60	1086,80
C ₃	9,54	1363,98	2,00	286,00
i-C ₄	1,76	251,18	–	–
i-C ₄	3,74	535,24	–	–
i-C ₅	0,95	136,20	0,70	100,10
n-C ₅	1,04	149,34	–	–
n-C ₆	0,87	124,42	0,30	42,90
Toplam	100,0	14300,00	100,0	14300,00
Sıcaklık (K)	373	Basınç (kPa)	1700	

5.3. Turbogenleştirici Sürecinde Doğal gaz Bileşimine Göre Ekserji Minimizasyonu

Şekil 5.1’de akış diyagramı gösterilen sürecin tasarım parametreleri kullanılan doğal gazın bileşimi ve hedeflenen etan geri kazanım oranına göre değişiklik gösterir. Bu nedenle, seçilen doğal gaz bileşimlerinin hem tek başlarına hem de

birlikte kullanıldığı durumlar için ekserji yıkımının minimum olduğu farklı optimal tasarım parametreleri mevcuttur.

Akış diyagramında gösterildiği gibi ısı değiştiricilerinin önünde baypaslar bulunmaktadır. Bu ekipmanlardan, ısı değiştirici üzerinde geçen debileri kontrol ederek sürece esneklik kazandırmaları beklenmektedir. Böylelikle, bir doğal gaz bileşimi için sürecin optimal tasarım parametreleri elde edildiğinde, baypas miktarları ayarlanarak sürecin diğer doğal gaz bileşim için de istenilen etan geri kazanım performansını göstereceği düşünülmüştür.

Bu düşünce ile öncelikle her iki doğal gaz bileşimi için süreçte ekserji minimizasyonunu gerçekleştiren optimizasyon problemi tanımlanmalıdır. Optimizasyon probleminin amaç fonksiyonu yıkılan ekserjinin minimizasyonudur. Karar değişkenleri sıcak ve soğuk separatorlerin (SICAKSEP, SOGUKSEP) giriş sıcaklıkları, kompresör (COMPR) ve turbogenleştirici (TURBINE) çıkış basınçları ve ayırıcı (SPLIT) oranıdır. Zengin etan oranına sahip doğal gaz bileşimi için etan geri kazanım oranı kısıtı %88,6'dır. Isı değiştiricilerinde minimum yaklaşım sıcaklığı (ΔT_{\min}) 10 K kabul edilmiştir. Etan oranı yüksek bileşim için karar değişkenlerinin alt ve üst limitleri üçüncü bölümde daha önce yapılan duyarlılık analizi ile belirlenmiştir. Buna göre bu bileşim için optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilir.

$$\begin{aligned}
 \min B_d &= f(\bar{x}) & (5.1) \\
 g(\bar{x}) - 0.886 &= 0 \\
 235 K &\leq x_1 \leq 240 K \\
 200K &\leq x_2 \leq 214 K \\
 2700 kPa &\leq x_3 \leq 3300 kPa \\
 1000 kPa &\leq x_4 \leq 1300 kPa \\
 0,675 &\leq x_5 \leq 0,725 \\
 \Delta T_{\min} &\geq 10
 \end{aligned}$$

Burada:

- x_1 : Sıcak seperatör giriş sıcaklığı
- x_2 : Soğuk seperatör giriş sıcaklığı

- x_3 : Kompresör çıkış basıncı
- x_4 : Türbin çıkış basıncı
- x_5 : Ayırıcı oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Turbogenleştirici etan geri kazanım süreçlerinde etan geri kazanımını ve ekserji yıkımını belirleyen karar değişkenleri kullanılan bileşimden bağımsızdır. Bu nedenle, kullanılan doğal gazın bileşimi değişse de süreçte meydana gelen ekserji yıkımının minimizasyonu aynı karar değişkenleri ile gerçekleştirilir. Öte yandan, düşük etan oranlı doğal gaz bileşimi farklı termodinamik özelliklere sahip olduğu için karar değişkenlerinin alt ve üst limitlerinin yeniden belirlenmesine ihtiyaç duyulmuştur. Ayrıca bu doğal gaz bileşimin içerdiği etan miktarı görece daha düşük olduğu için, etan geri kazanım oranı kısıtı %80,0 olarak yeniden belirlenmiştir. Buna göre, düşük etan oranlı doğal gaz bileşimi ile çalışan turbogenleştirici sürecinde meydana gelen ekserji yıkımı minimizasyonu problemi şu şekilde ifade edilir.

$$\begin{aligned}
 \min B_d &= f(\bar{x}) & (5.2) \\
 g(\bar{x}) - 0.800 &= 0 \\
 235 K &\leq x_1 \leq 250 K \\
 200 K &\leq x_2 \leq 214 K \\
 2700 kPa &\leq x_3 \leq 3300 kPa \\
 1000 kPa &\leq x_4 \leq 1300 kPa \\
 0,250 &\leq x_5 \leq 0,700 \\
 \Delta T_{\min} &\geq 10
 \end{aligned}$$

Burada:

- x_1 : Sıcak seperatör giriş sıcaklığı
- x_2 : Soğuk seperatör giriş sıcaklığı
- x_3 : Kompresör çıkış basıncı
- x_4 : Türbin çıkış basıncı
- x_5 : Ayırıcı oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Denklem 5.1 ve 5.2’de ifade edilen optimizasyon problemleri genetik algoritma ve desen arama yöntemleri kullanılarak çözülmüştür. Bir önceki bölümde olduğu gibi süreç simülator ve optimizasyon paketi arasındaki iletişim kurularak beraber çalışmaları sağlanmıştır. Tablo 5.2’de optimizasyon problemlerinin çözümü ile elde edilen çalışma koşulları gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre sürecin düşük etan oranlı bileşim için daha yüksek basınçlarda çalıştığı ortaya çıkmaktadır. Öte yandan, sürecin enerji tüketimini belirleyen en önemli etkenlerden biri olan soğuk seperatör giriş sıcaklığı değeri her iki bileşim için yakındır.

Tablo 5.2. Bileşime göre sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları

	Etan oranına göre bileşim	
	Yüksek	Düşük
$T_{\text{sıcak seperatör (K)}}$	200	201
$T_{\text{soğuk seperatör (K)}}$	239	248
$P_{\text{kompresör (kPa)}}$	3009	3260
$P_{\text{turbogeneratör (kPa)}}$	1005	1084
Ayırıcı oranı	0,706	0,520

Tablo 5.3’te her iki bileşim için minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma noktalarında hesaplanan süreç özellikleri gösterilmiştir. Buna göre, düşük etan oranlı bileşim için süreç daha az miktarda enerji tüketmektedir. Bunun sonucunda, süreçte meydana gelen ekserji yıkımı da daha az miktarda olmaktadır. Öte yandan, sürecin doğal gaz bileşimine göre enerji tüketimi ile meydana gelen ekserji yıkımı arasında bir paralellik bulunmamaktadır. Enerji tüketiminde zengin ve fakir içerikli bileşimler arasında %125,9 oranında fark bulunurken, ekserji tüketiminde bu oran %46,9’dur. Bu sonuca göre, süreç içi tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımının düşük etan oranlı bileşimde daha yoğun olarak gerçekleştiğinden söz edilebilir.

Tablo 5.3. Optimal çalışma koşullarında süreç özellikleri

	Etan oranına göre bileşim	
	Yüksek	Düşük
B_d (MW)	9,4	6,4
Q_{soğutma} (MW)	7,8	2,3
P_{Net} (MW)	13,1	5,8
Etan geri kazanımı	1520 kmol/sa (%88,6)	866 kmol/sa (%80,0)

Sürecin işleyişi devam ederken kullanılan kompresör, turbogenleştirici ve ayırıcı ekipmanların özellikleri değiştirilebilmektedir. Dolayısıyla doğal gaz bileşimindeki değişimle birlikte ihtiyaç duyulan yeni çalışma basıncı ve ayırıcı oranı değerleri süreçte yapısal değişikliklere gidilmeden sağlanabilir. Öte yandan ısı değiştirici ekipmanlarında böyle bir esneklik söz konusu değildir. Isı değiştiricileri, gerekli ısı transferini sağlayacak alan hesabına göre bir kereye mahsus olmak üzere tasarlanırlar. Isı değiştiricilerin, yüksek ve düşük etan oranlı doğal gaz bileşimleri ile minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşullarında hesaplanan alanları Tablo 5.4'te verilmiştir. Buna göre, sıcaklık karar değişkenlerinin optimal değerleri doğal gaz bileşimi ile önemli değişiklikler göstermese de hesaplanan ısı değiştirici alanları arasında büyük farklar olduğu ortaya çıkmaktadır. Oluşan bu farkın nedeni bileşimlerin farklı termodinamik özelliklere sahip olmasıdır.

Tablo 5.4. Bileşime göre minimum ekserji yıkımını sağlayan ısı değiştirici alanları

	Etan oranına göre bileşim	
	Yüksek	Düşük
A_{HX1} (m²)	1581	986
A_{HX2} (m²)	2411	740
A_{HX5} (m²)	589	956
A_{HXU1} (m²)	541	12
A_{HXU2} (m²)	582	360

Isı değiştiricilerinin bileşime göre hesaplanan alanları arasında fark oluşması sürecin çalışabilirliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Örneğin HX1 ısı değiştiricisinin alanı yüksek etan oranlı bileşim 1581 m² iken düşük etan oranlı bileşim için 986 m²'dir. Düşük etan oranlı doğal gaz bileşimi için tasarlanan süreç diğer bileşim için çalıştırıldığında, bu ısı değiştiricisi ihtiyaç duyulandan daha küçük boyutta olacağı için arzu edilen miktarda ısı aktarımı gerçekleşmeyecektir. Sürecin yüksek oranlı doğal gaz bileşimi için tasarlanıp düşük oranlı bileşim kullanıldığı durumda da minimum yaklaşım sıcaklığı kısıtı ihlal edilmiş olacaktır.

Isı değiştiricilerin yol açtığı bu esneksizliğin aşılabilmesi için sürece baypaslar eklenmiştir. Bu ekipmanların görevi ısı değiştiriciden geçen debi miktarını ayarlayarak sürecin çalışabilirliğini sağlamaktır. Süreç herhangi bir doğal gaz bileşimi ile çalışacak Şekilde tasarlandığında, baypas oranlarının ayarlanması ile performans Őartlarının diğer bileşim için de sağlanabileceği dşnlmştr. Uygun baypas oranlarının belirlenmesi amacıyla sürecin her iki bileşim için minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşullarında (Tablo 5.2 ve Tablo 5.4'teki ısı değiştirici alanları, kompresör ve turbogenleştirici çıkış basıncı ve ayırıcı oranlarında) karar değişkenlerinin baypas oranları olduğu yeni optimizasyon problemleri tanımlanmıştır. Problemin kısıtları etan geri kazanım oranı ve ısı değiştiricilerdeki minimum yaklaşım sıcaklığıdır. Yüksek etan oranlı bileşim için tasarlanan süreç düşük etan oranlı bileşim için çalıştırıldığında optimizasyon problemi Denklem 5.3'teki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned}
 \min B_d &= f(\bar{x}) & (5.3) \\
 g(\bar{x}) - 0.886 &= 0 \\
 0 &\leq \bar{x} \leq 1 \\
 \Delta T_{\min} &\geq 10
 \end{aligned}$$

Burada:

- \bar{x} : Baypas açıklık oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Düşük etan oranlı bileşim için tasarlanan süreç diğer bileşimle çalıştırıldığında ise optimizasyon problem Denklem 5.4'teki halini alır.

$$\begin{aligned}
 \min B_d &= f(\bar{x}) & (5.4) \\
 g(\bar{x}) - 0.800 &= 0 \\
 0 &\leq \bar{x} \leq 1 \\
 \Delta T_{\min} &\geq 10
 \end{aligned}$$

Burada:

- \bar{x} : Baypas açıklık oranı
- ΔT_{\min} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- $g(x)$: etan geri kazanım oranını ifade etmektedir.

Elde edilen sonuçlara göre Denklem 5.3 ve 5.4'te gösterilen optimizasyon problemlerinin olurlu çözümü bulunmamaktadır. Dolayısıyla, turbogenleştirici sürecinin her iki doğal gaz bileşimi için performans şartlarını sağlaması sadece baypas kullanımı ile mümkün gözükmemektedir. Bu sonuca göre, sürecin çalışma basıncı ve sıcaklığında da değişikliklere gidilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır.

Sabit doğal gaz bileşimi için gerçekleştirilen ekserji yıkımı minimizasyonunda karar değişkeni olarak sıcak ve soğuk separatörlerin giriş sıcaklıkları kullanılmış ve ısı değiştiricilerin alanları bu sıcaklıkların optimal değerlerine göre belirlenmişti. Bileşime göre aktarılan ısı miktarı değişmesi, çıkış sıcaklıkları aynı olsa da farklı boyutta ısı değiştiricilere ihtiyaç duyulmasına neden olur. Bu nedenle, iki bileşimin birlikte kullanıldığı durumun ekserji minimizasyonunda sıcaklık karar değişkenlerinin yerine doğrudan ısı değiştirici alanlarının kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmüştür. Isı değiştirici ekipmanlarının özellikleri süreç işlerken değiştirilemediği için, hesaplanan alanlar bileşim gözetmeksizin tek bir değer olacaktır.

Isı değiştiricilerin aksine kompresör ve turbogenleştirici ekipmanlarının özellikleri sürecin işleyişini etkilenmeden ayarlanabilmektedir. Bu nedenle, basınç karar değişkenlerinin her doğal gaz bileşimi için farklı değerler alabilmektedir.

Ekserji minimizasyonu problemi sürecin iki bileşim ile çalıştığı durum için yeniden tanımlanırken ayırıcı oranı ile birlikte baypas oranları da karar değişkenleri olarak seçilmelidir. Ayırıcı ve baypasların oranları sürecin işleyişi etkilenmeden değiştirilebildiği için her doğal gaz bileşimi için ayrı değerlere sahip olabilir.

Doğal gaz bileşimleri için hedeflenen etan geri kazanım oranları korunmuştur. Bu oran, yüksek etan oranlı bileşim için %88,6, düşük etan oranlı bileşim için ise %80'dir. Isı değiştiricilerinde minimum yaklaşım sıcaklığı 10 K seçilmiştir. Ayrıca optimizasyon probleminde her iki bileşiminde %50-%50 kullanım oranlarına sahip olduğu varsayılmıştır. Buna göre optimizasyon problemi Denklem 5.5'teki gibi ifade edilir.

$$\min B_d = f(\bar{x}) \quad (5.5)$$

$$g_z(\bar{x}) - 0.886 = 0$$

$$g_f(\bar{x}) - 0.800 = 0$$

$$3000 \text{ kPa} \leq x_1 \leq 3600 \text{ kPa}$$

$$3000 \text{ kPa} \leq x_2 \leq 3600 \text{ kPa}$$

$$1000 \text{ kPa} \leq x_3 \leq 1300 \text{ kPa}$$

$$1000 \text{ kPa} \leq x_4 \leq 1300 \text{ kPa}$$

$$900 \text{ m}^2 \leq x_5 \leq 1600 \text{ m}^2$$

$$700 \text{ m}^2 \leq x_6 \leq 2500 \text{ m}^2$$

$$500 \text{ m}^2 \leq x_7 \leq 1000 \text{ m}^2$$

$$10 \text{ m}^2 \leq x_8 \leq 600 \text{ m}^2$$

$$300 \text{ m}^2 \leq x_9 \leq 1000 \text{ m}^2$$

$$x_{10} \geq 10$$

$$0 \leq x_{bay} \leq 1$$

$$T_y = \%50$$

$$T_d = \%50$$

Burada:

- $g_z(\bar{x})$: Yüksek etan oranlı bileşim için etan geri kazanım oranı
- $g_f(\bar{x})$: Düşük etan oranlı bileşim için etan geri kazanım oranı
- $x_{1,2}$: Her iki bileşim için kompresör çıkış basınçları
- $x_{3,4}$: Her iki bileşim için turbogenleştirici çıkış basınçları
- $x_{5,6,7,8,9}$: HX1, HX2, HX5, HXU1, HXU2 ısı değiştirici alanları
- x_{10} : Isı değiştirici minimum yaklaşım sıcaklığı
- x_{bay} : Ayırıcı ve baypasların açıklık oranları
- T_y : Sürecin yüksek etan oranlı bileşimle çalıştırılma oranı
- T_d : Sürecin düşük etan oranlı bileşimle çalıştırma oranını ifade etmektedir.

Bu optimizasyon probleminde 23 adet karar değişkeni bulunmaktadır. Problemin karmaşıklığı gradyen bazlı optimizasyon tekniklerini devre dışı bırakırken türevsiz tekniklerle de çözümün yakınsaması uzun süreler almaktadır. Diğer optimizasyon problemlerinin çözümünde olduğu gibi problemle de süreç simülatörü ile optimizasyon paketi birlikte çalıştırılmıştır. Problemin çözümünde Desen Arama yöntemi kullanılmıştır.

Süreçte kullanılan ısı değiştiricilerin her bir doğal gaz bileşimi için farklı boyutta hesaplanmasının nedeni bileşimlerin farklı termodinamik özelliklere sahip olmalarıdır.

Doğal gaz akımının bileşimi değişse de kullanılan ısı değiştiricileri sabit kalmaktadır. Öte yandan, bileşimler farklı termodinamik özelliklere sahip oldukları için gerçekleşmesi istenilen ısı aktarımı için farklı boyutta ısı değiştiricilere ihtiyaç duymaktadırlar. Her bileşimin ortak bir ısı değiştiricisinde kullanılabilmesi için ısı sığası gibi termodinamik özelliklerinin birbirine yakın olması gerekmektedir. Bu ise sürecin uygun basınç değerlerinde çalıştırılması ile mümkün olmaktadır. Basınç üzerinden sağlanan esnekliğin yetersiz kaldığı durumlarda ısı değiştiricilerinde kullanılan baypaslar devreye girerek sürecin çalışabilirliğini sürdürür. Sürecin iki

bileşimle çalıştığı durumda minimum ekserji yıkımını sağlayan basınç değerleri ve baypas oranları değerleri Tablo 5.5'te gösterilmiştir.

Tablo 5.5. İki doğal gaz bileşimi ile çalışan sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan basınç ve baypas oranı değerleri

	Etan oranına göre bileşim	
	Yüksek	Düşük
P_{compr} (kPa)	3535	3270
P_{turb} (kPa)	1384	1003
Ayırıcı oranı	0,580	0,699
Baypas 1	0,757	0,999
Baypas 2	0,994	0,999
Baypas 3	0,604	0,999
Baypas 4	0,214	0,267
Baypas 5	0,999	0,995
Baypas 6	0,372	0,195

Isı değiştirici alanları etan geri kazanım oranı ile birlikte süreçte meydana gelen ekserji yıkımında doğrudan etkilidir. Sürecin ısı entegrasyonu HX1, HX2 ve HX5 ısı değiştiricileri üzerinden gerçekleşmektedir. Bu ısı değiştiricilerinin alanlarının artması, daha fazla ısı aktarımının yapıldığını ve ısı entegrasyonunun geliştiğini gösterir. HXU1 ve HXU2 ekipmanları ise enerjinin sürece dışarıdan aktarıldığı ısı değiştiricileridir. Sürecin enerji tüketiminin artmasıyla bu ısı değiştiricilerin boyutları büyür.

Tablo 5.6’da iki doğal gaz bileşimi ile çalışan süreçte minimum ekserji yıkımının sağlayan ısı değiştirici alanları gösterilmiştir. Bu tabloya göre, optimizasyon sonucunda ısı entegrasyonunda görevli ısı değiştiricilerin alanları üst limite doğru, harici enerji aktarımından sorumlu ısı değiştiricilerin alanları ise alt limite doğru yaklaşmıştır.

Tablo 5.6. Minimum ekserji yıkımını sağlayan ısı değiştirici alanları

Isı Değiştirici	Alan (m ²)		
	Alt Limit	Optimal	Üst Limit
HX1	900	1463	1600
HX2	700	2348	2500
HX5	500	597	1000
HXU1	10	116	600
HXU2	300	694	1000

Farklı zamanlarda temin edilen doğal gaz bileşimlerinin her biri için ayrı bir turbogenleştirme sürecinin tasarlanması iki kat fazla ekipman kullanılmasına yol açar. Ayrıca, sürece yalnızca tasarlandığı doğal gaz bileşimi temin edildiğinde ihtiyaç duyulacağı için kapasite kullanım oranı düşük olacaktır. Tablo 5.7’de her bileşim için ayrı bir sürecin kullanıldığı durum ile tek bir sürecin iki bileşim ile kullanıldığı durumun enerji tüketimi ve ekserji yıkımlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Burada her bileşimin eşit sürelerde kullanıldığı kabul edilmiştir. İki bileşimin tek bir süreçte çalıştırıldığı durumda soğutma yükü 6,7 MW olmaktadır. Bu yük için net 12,9 MW kompresör gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. Süreçte meydana gelen ekserji yıkımı ise 9,5 MW’tır.

Enerji ve ekserji performansına dair elde edilen sonuçlara göre tek bir sürecin iki bileşim için kullanıldığında daha fazla enerji tüketimi ve ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Bunun nedeni, sürece iki bileşimle çalışabilecek esneklik sağlanırken her bileşim için elde edilmiş optimal değerlerden uzaklaşmak durumunda

kalınmasıdır. Ayrıca, ekserji yıkımındaki artışa sürece sonradan eklenen baypas ve karıştırıcıların tersinmezliği artırması da neden olmaktadır.

Tablo 5.7. Doğal gaz bileşimine göre enerji tüketimi ve ekserji yıkımı

	Bileşime özel süreç	İki bileşim için tek bir süreç
B_d (MW)	7,9	9,5
$Q_{soğutma}$ (MW)	5,1	6,7
\dot{W}_{Net} (MW)	9,5	12,9

5.4. Sonuçlar ve Tartışma

Kaynak olarak birden fazla doğal gaz bileşiminin kullanılabilceği durumlarda etan geri kazanımı her bir bileşim için farklı bir turbogenleştirici süreci tasarımı ile gerçekleştirilebilir. Öte yandan, bu yöntem hem süreç için tahsis edilen alanı ve kullanılan ekipman sayısını artırır hem de yılın sadece belli zamanlarında kullanılacağı için sürecin kapasite kullanım oranını düşürür. Bu bölümde, farklı doğal gaz bileşimlerinin uygun tasarım özellikleri ile tek bir turbogenleştirici sürecinde kullanılabilceği gösterilmiştir. Ayrıca, süreçte meydana gelen ekserji yıkımı istenilen etan geri kazanım oranları için minimize edilmiştir.

Sahip oldukları bileşen oranlarından dolayı seçilen doğal gaz bileşimlerinin termodinamik özellikleri birbirlerinden oldukça farklıdır. Bu nedenle, her bileşim için süreçte minimum ekserji yıkımını sağlayan farklı tasarım özellikleri elde edilmiştir. Özellikle, iki bileşim için farklı boyutlarda ısı değiştiricilere ihtiyaç duyulması sürecin esnekliğini oldukça azaltmaktadır. Isı değiştiricilere eklenen baypaslar sürecin diğer çalışma koşullarının korunduğu durumda esneklik sorununun

çözümüne katkıda bulunmamıştır. Buna göre, sürecin iki bileşim ile minimum ekserji yıkımında çalışabilmesinin yeni çalışma basıncı ve ısı entegrasyonu koşulları ile mümkün olacağı ortaya çıkmıştır.

Turbogenleştirici sürecinde kullanılan ekipmanlar, kullanım biçimlerine göre iki türde sınıflandırılmıştır. Basınç değiştiriciler ve baypaslar gibi ekipmanların dahil olduğu ilk türde ekipman özellikleri sürecin işleyişine engel olmadan değiştirilebilmektedir. Isı değiştiricileri gibi ikinci tür ekipmanların özellikleri ise süreç işleyişi boyunca sabit kalır. İki doğal gaz bileşimi ile çalışan sürecin ekserji yıkımı probleminde karar değişkenleri bu iki ekipman türüne göre belirlenmiştir. Seçilen karar değişkenlerinden kompresör ve turbogenleştirici çıkış basınçları ile baypas oranları birinci tür ekipmanların özellikleri olduğundan, kullanılan her doğal gaz bileşimi için ayrı değer almışlardır. Öte yandan, ikinci tür ekipmanlardan olan ısı değiştiricilerin alanları süreç tasarlanırken belirlendiği için iki doğal gaz bileşimi için de ortaktır.

Ekserji yıkımı minimizasyonu sonucunda, sürecin iki bileşimle çalışabilecek esnekliğe daha önce elde edilen bileşime özel optimal koşulların uzağında sahip olduğu görülmüştür. Bu nedenle her bileşimin ayrı süreçte çalıştırıldığı duruma göre enerji tüketiminde %31,4, ekserji yıkımında %20,3 artış meydana gelmiştir. Daha fazla enerji tüketip daha fazla ekserji yıkımına neden olsa da iki doğal gaz bileşimi için tek bir turbogenleştirici sürecinin kullanımı düşük ilk yatırım maliyeti ve yüksek kapasite kullanım oranıyla daha cazip gözükmemektedir.

6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada etan ve güç geri kazanımının eş zamanlı olarak sağlandığı bir turbogenleştirici sürecinden türetilen çeşitli durum çalışmalarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Buna göre süreçte ekserji yıkımına etki eden faktörler belirlenmiş ve ekserji yıkımını minimize eden çalışma koşulları aranmıştır.

Tasarlanan durum çalışmalarının bilgisayar ortamında modellenmesi ve simülasyonunda Aspen Plus süreç simülatörü kullanılmıştır. Öte yandan, simülatörün mevcut özellikleri ile süreç akımlarının ekserjileri hesaplanamamaktadır. Bu nedenle, öncelikle FORTRAN programlama dilli kullanılarak yazılan bir alt yordam yardımı ile sürece ekserji hesabı yetisi kazandırılmıştır. Daha sonra, uygun simülatör bloklarının kullanılmasıyla durum çalışmaların ekserji analizlerinin yapılmasına olanak sağlanmıştır.

Süreç simülasyonlarında bir süreç akımının termodinamik özellikleri takip ettiği akımın özelliklerine bağlıdır. Simülatörün bu özelliği nedeni ile gradyen hesabında güçlüklerle karşılaşılması, turbogenleştirici etan geri kazanım sürecinin optimizasyonunda türev temelli tekniklerin kullanılmasına engel olmuştur. Bu nedenle, süreçte meydana gelen ekserji yıkımının minimizasyonunda genetik algoritma ve desen arama gibi stokastik yöntemlerin kullanılması tercih edilmiştir.

Aspen Plus süreç simülatörü türev bazlı optimizasyon teknikleri sunmaktadır. Bununla birlikte, simülatörün ActiveX teknolojisi vasıtasıyla diğer yazılımlarla iletişim kurabilme imkânı mevcuttur. Bu sayede, MATLAB gibi stokastik optimizasyon araçlarına sahip yazılımların simülatör ile birlikte çalışması mümkün olmaktadır. Bu doğrultuda, bu çalışma için C# programlama dili ile bir ara yüz yazılmış ve simülatör ile MATLAB arasında veri iletişimi kurulmuştur. Bu yöntemde, durum çalışmalarının optimizasyonunu MATLAB gerçekleştirirken, ihtiyaç duyduğu akım bilgilerinin simülatör ile elde edilmesi sağlanmıştır.

Çalışmanın ilk bölümünde, turbogenleştirici etan geri kazanım süreçlerinin enerji tüketiminin ekserji yıkımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bunun için, öncelikle sürecin ısı entegrasyonu yapılarak enerji tüketiminin azaltılması hedeflenmiştir. Isı entegrasyonunda darboğaz yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde, akım karşılaşmaları ve sürecin ısıtma-soğutma yükleri süreç akımlarının ısı sığaları ile belirlenmektedir. Dolayısıyla, ısı sığası hesabındaki hassasiyetin ısı entegrasyonunun sürecin enerji tüketimindeki etkisini artıracığı düşünülmüştür. Bu doğrultuda, süreç akımlarının ısı sığalarının sıcaklıkla ilişkisi incelenmiş ve bazı süreç akımları için ısı sığasının sıcaklıkla değişiminin doğrusal olmadığı gözlemlenmiştir. Bu sonuç, ortalama ısı sığası hesabında iki farklı yaklaşımda bulunulmasına neden olmuştur. İlk yaklaşımda, tüm akımlar için ısı sığasının doğrusal değiştiği kabul edilmiş ve giriş-çıkış sıcaklıkları üzerinden ortalama değerleri hesaplanmıştır. İkinci yaklaşımda ise akımların ısı sığasının doğrusallıktan uzaklaştığı sıcaklık değerleri belirlenmiş ve bu değer temel alınarak iki farklı ortalama ısı sığası değeri hesaplanmıştır. Bu yaklaşımlar doğrultusunda sentezlenen ısı değiştirici ağları turbogenleştirici sürecine entegre edilerek iki durum çalışması elde edilmiştir. Bu durum çalışmalarının enerji analizleri süreç simülatörü vasıtası ile yapıldığında, ısı sığasının sıcaklık ile doğrusal olarak değişmediği yaklaşımına dayanan durum çalışmasının enerji tüketiminin daha az miktarda olduğu ortaya çıkmıştır. Buna göre, daha iyi bir ısı entegrasyonunun ısı sığası ölçümündeki hassasiyete bağlı olduğu sonucuna varılabilir.

Bu bölümün devamında, ısı entegrasyonu ile türetilmiş durum çalışmalarının enerji ve ekserji performansları sürecin tüm enerji ihtiyacının ütilitelerden sağlandığı durumu ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda, ısı entegrasyonu ile birlikte enerji tüketiminin büyük ölçüde azalma yaşandığı ve bunun da ekserji yıkımı miktarında yine büyük oranlarda düşüşe neden olduğu görülmüştür. O halde, incelenen süreçte meydana gelen ekserji yıkımını belirleyen en önemli etkenin enerji tüketimi olduğundan bahsedilebilir.

Bir turbogenleştirici süreçinde meydana gelen ekserji yıkımını enerji tüketimi ile birlikte sürecin çalışma koşulları da belirler. Bu doğrultuda çalışmanın ikinci bölümünde, sürecin çalışma koşullarının ekserji performansına etkisi incelenmiştir.

Bu bölümde, yalnızca çalışma koşullarının ekserji yıkımına etkisine odaklanmak için sürecin ısı entegrasyonu sağlanmış durum çalışmaları irdelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda ekserji yıkımını belirleyen en önemli etkenlerin kompresör ve turbogenleştirici çıkış basınçları, sıcak ve soğuk separatör giriş sıcaklıkları ve ayırıcı oranı olduğu ortaya çıkmıştır. Bu değişkenler üzerinden yapılan ekserji minimizasyonu sonucunda her iki durum çalışması için ayrı ayrı optimum çalışma koşulları elde edilmiştir. Optimizasyon sonucunda basınç ve ayırıcı değişkenleri için yeni değerler elde edilirken, sıcaklık değişkenlerinin başlangıç değerlerine göre çok fazla değişmediği görülmüştür. Buna göre, sürecin sıcaklık limitlerine ısı entegrasyonu ile hâlihazırda ulaşılmış olduğu söylenebilir. Öte yandan, sürecin çalışma sıcaklığı değişmemesine rağmen ekserji yıkımında optimizasyon ile azalma sağlanmıştır. Bu sonuç, sürecin ekserji performansında enerji tüketimi ile birlikte çalışma özelliklerinin de etkili olduğunu göstermiştir.

Çalışmanın üçüncü kısmında, bir turbogenleştirici etan geri kazanım sürecinin farklı doğal gaz bileşimleri ile gösterdiği enerji ve ekserji performansları incelenmiştir. Bu kısımda ayrıca, sürece iki farklı doğal gaz bileşimi ile birlikte çalışabilme esnekliği kazandırılmaya ve bu durum için minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları elde edilmeye çalışılmıştır. Bu doğrultuda öncelikle, sürecin minimum ekserji yıkımını sağlayan çalışma koşulları her iki bileşim için ayrı ayrı elde edilmiştir. Bu çalışma koşulları karşılaştırıldığında, özellikle ısı değiştirici boyutlarının kullanılan bileşime oldukça bağımlı olduğu ortaya çıkmıştır. Çalışma koşullarındaki farklılık, mevcut durumda sürecin iki bileşimle birlikte çalışmasına engel olmaktadır. Bu nedenle, sürecin esnekliğini kısıtlayan ısı değiştiricilere baypaslar eklenerek yeni bir durum çalışması türetilmiştir. Bu durum çalışması için yeniden tanımlanan ekserji minimizasyonu probleminin karar değişkenleri kompresör ve turbogenleştirici çıkış basınçları, ısı değiştirici alanları ve baypas oranları seçilmiştir. Optimizasyon probleminin çözümü ile hesaplanan ekserji yıkımı, her bir bileşim için ayrı ayrı süreçlerinin kullanıldığı durum çalışması için hesaplanan değerlerle göre bir miktar yüksek çıkmıştır. Bu sonuç, turbogenleştirici sürece farklı doğal gaz bileşimleri ile çalışabilme esnekliğinin kazandırılmasının ekserji performansı hedeflerinden verilecek ödün ile mümkün olacağına işaret etmektedir. Öte yandan farklı bileşimlerin birlikte kullanıldığı durum çalışmasında

daha az sayıda ekipmana ihtiyaç duyulmuştur. Ayrıca bu durum çalışmada, sürecin çalışabilirliği temin edilen doğal gazdan bağımsız olduğu için kapasite kullanım oranı daha yüksektir.

Bu çalışmanın genel sonucunda, turbogenleştirici etan geri kazanım süreçlerinde yüksek miktarlarda enerji tüketimi gerçekleştiği ve bunun sürecin ekserji performansını olumsuz yönde etkilediği anlaşılmıştır. Bununla birlikte, ısı entegrasyonu ile enerji tüketiminde sağlanan tasarrufun süreçte meydana gelen ekserji yıkımında azalmaya neden olduğu görülmüştür. Sürecin ısı entegrasyonu gerçekleştirilmiş durum çalışmaları için, çalışma koşullarına bağlı olarak meydana gelen ekserji yıkımında değişim gözlemlenmesi, sürecin ekserji performansının sadece enerji tüketimi ile değil tersinmezlikle de ilgili olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu doğrultuda tanımlanan optimizasyon probleminin çözümü ile süreç tersinmezliğinin minimum olduğu en az bir çalışma koşulu olduğu gösterilmiştir. Çalışmada sabit doğal gaz bileşimine göre yapılan analizlere ek olarak, sürecin farklı bileşimlerle gösterdiği ekserji performansı da incelenmiştir. Buna göre, daha düşük ekserji performansı karşılığında sürecin iki bileşim ile birlikte çalışabilmesinin mümkün olduğu anlaşılmıştır.

Bu konuda yapılacak ileriki çalışmalarda turbogenleştirici sürecinin çok amaçlı kullanımı sağlanabilir. Örneğin, sürece etan geri kazanımına ek olarak propan gibi diğer hidrokarbonların geri kazanımı işlevi kazandırılabilir. Buna ek olarak, süreç ikiden fazla doğal gaz bileşimi ile çalışabilecek şekilde geliştirilebilir. Ayrıca, sürecin ekserji performansı ilk yatırım ve işletim maliyeti ile ilişkilendirilip minimum maliyeti sağlayan optimum tasarım özellikleri elde edilebilir.

KAYNAKLAR

1. BLOCH, H. P. & SOARES, C. (2001) *Turboexpanders and Process Applications*, Dallas, Texas, Gulf Professional Publishing.
2. BRAM, S. & DE RUYCK, J. (1997) Exergy analysis tools for Aspen applied to evaporative cycle design. *Energy Conversion and Management*, 38, 1613-1624.
3. CARDWELL, L. E. & BENTON, L. F. (1972) Analyses of Natural Gases. IN MINES, U. S. B. O. (Ed.).
4. CHEBBI, R., AL-QAYDI, A. S., AL-AMERY, A. O., AL-ZAABI, N. S. & AL-MANSOURI, H. A. (2004) Simulation study compares ethane recovery in turboexpander processes. *Oil & Gas Journal*, 102, 64-67.
5. DIAZ, M. S., SERRANI, A., BANDONI, J. A. & BRIGNOLE, E. A. (1997) Automatic design and optimization of natural gas plants. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 36, 2715-2724.
6. DIAZ, S., BRIGNOLE, E. A. & BANDONI, A. (2002) Flexibility study on a dual mode natural gas plant in operation. *Chemical Engineering Communications*, 189, 623-641.
7. DINCER, I. & ROSEN, M. A. (2007) Exergy and energy analyses. *EXERGY*. Amsterdam, Elsevier.
8. GRAVELAND, A. J. G. G. & GISOLF, E. (1998) Exergy analysis: An efficient tool for process optimization and understanding. Demonstrated on the vinyl-chloride plant of Akzo Nobel. *Computers & Chemical Engineering*, 22, S545-S552.
9. GUO, B. & GHALAMBOR, A. (2005) *Natural Gas Engineering Handbook*, Houston, TX, Gulf Publishing Company.
10. JANG, W.-H., HAHN, J. & HALL, K. R. (2005) Genetic/quadratic search algorithm for plant economic optimizations using a process simulator. *Computers & Chemical Engineering*, 30, 285-294.

11. JIBRIL, K. L., AL-HUMAIZA, A. I., IDRIS, A. A. & IBRAHIM, A. A. (2006) Simulation study determines optimum turboexpander process for NGL recovery. *Oil & Gas Journal*, 104, 58-62.
12. KIDNAY, A. J. & PARRISH, W. R. (2006) *Fundamentals of Natural Gas Processing*, Boca Raton, FL, CRC Press.
13. KONUKMAN, A. E. S. & AKMAN, U. (2005) Flexibility and operability analysis of a HEN-integrated natural gas expander plant. *Chemical Engineering Science*, 60, 7057-7074.
14. KRALJ, A. K. & GLAVIC, P. (1997) Retrofit of complex and energy intensive processes. *Computers & Chemical Engineering*, 21, S517-S522.
15. LINNHOFF, B. & HINDMARSH, E. (1983) The pinch design method for heat exchanger networks. *Chemical Engineering Science*, 38, 745-763.
16. Mafi-Trench Company Applications. (2009).
17. MEHRA, Y. R. (2004) Market-Driven Evolution of Gas Processing Technologies for NGLs.
18. MEHRA, Y. R. & GASKIN, T. K. (1999) Guidelines offered for choosing cryogenics or absorption for gas processing. *Oil & Gas Journal*, 97, 62-+.
19. MEHRPOOYA, M., GHARAGHEIZI, F. & VATANI, A. (2006a) An optimization of capital and operating alternatives in a NGL recovery unit. *Chemical Engineering & Technology*, 29, 1469-1480.
20. MEHRPOOYA, M., GHARAGHEIZI, F. & VATANI, A. (2006b) Simulation and exergy-method analysis of an industrial refrigeration cycle used in NGL recovery units. *International Journal of Energy Research*, 30, 1336-1351.
21. MONTELONGO-LUNA, J. M., SVRCEK, W. Y. & YOUNG, B. R. (2007) An exergy calculator tool for process simulation. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 2, 431-437.
22. Natural Gas. (2009). Energy Information Administration.

23. SZARGUT, J., MORRIS, D. R. & STEWARD, F. R. (1988) Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes / Jan Szargut, David R. Morris, Frank R. Steward. New York : Hemisphere Publishing Corporation.
24. SZARGUT, J. & SZCZYGIEL, I. (2009) Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity. *Energy*, 34, 827-837.

ÖZGEÇMİŞ

Volkan Ramazan Akkaya 4 Şubat 1982 tarihinde Ankara'da doğdu. Hacettepe Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliğinde sürdürdüğü lisans eğitimini 2006 yılında tamamladı. Aynı sene Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünde başladığı yüksek lisans eğitimine halen devam etmektedir.