

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KOJENERASYON TESİSLERİNİN TERMOEKONOMİK
OPTİMİZASYONU**

DOKTORA TEZİ

Mak.Y. Müh. Rabi KARAALİ

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Danışman: Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK

KOCAELİ, 2010

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KOJENERASYON TESİSLERİNİN TERMOEKONOMİK
OPTİMİZASYONU**

DOKTORA TEZİ

Mak.Y.Müh. RABİ KARAALİ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 3 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih: 4 Mart 2010

Tez Danışmanı Prof.Dr. İlhan T. ÖZTÜRK (.....)	Üye Prof.Dr. Olcay KINCAY YTÜ (.....)	Üye Prof.Dr. Hasan A. HEPERKAN YTÜ (.....)
Üye Prof.Dr. Hüseyin Şinasi ONUR (.....)	Üye Yrd.Doç.Dr. Hasan KARABAY (.....)	

KOCAELİ, 2010

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Dünyanın artan enerji ihtiyacı ve emisyonların dünya iklimi üzerindeki olumsuz etkileri enerjinin temiz üretimine ve verimli kullanımına hayati bir önem kazandırmıştır. Kojenerasyon sistemleri aynı anda güç ve elektriği diğer fosil yakıtlı çevrimlere göre çok daha verimli ve düşük emisyonda ürettiğinden günümüzde büyük önem taşımakta ve yaygınlık kazanmaktadır. Kurulum sürelerinin kısalığı, talebe karşı gösterdiği esneklik, işletme ve ilk kurulum maliyetlerinin çok daha az olması en önemli avantajlarındandır.

Bu çalışmada farklı çevrimlere sahip kojenerasyon tesislerinin ve sıfır emisyonlu kojenerasyon çevrimlerinin termoekonomik optimizasyonu yapılarak karşılaştırılmış, global optimumların hesabı için yeni bir optimizasyon yaklaşımı önerilmiş ve yeni bir sıfır emisyonlu kojenerasyon çevrimi geliştirilerek, tümünün termoekonomik performans eğrileri çizilmiştir.

Büyük önem ve yaygınlık kazanmaya başlayan kojenerasyon tesislerinin termoekonomik optimizasyonu konusunda tez hazırlama imkanı veren ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof.Dr. İlhan T. ÖZTÜRK'e, olumlu katkılarından dolayı Sayın Prof.Dr. Olcay KINCAY'a ve Sayın Yrd.Doç.Dr. Hasan KARABAY'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLOLAR DİZİNİ	viii
SİMGELER	ix
ÖZET	xi
İNGİLİZCE ÖZET	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Kojenerasyon Tesisleri Ve Sınıflandırılması	1
1.2. Türkiye’de Kojenerasyonun Kullanımı	3
1.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisleri, Bu Konuda Yapılan Çalışmalar Ve Bu Tesislere Uygulanan Verim İyileştirme Yöntemleri	5
1.4. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisleri Üzerine Bu Tez Kapsamında Yapılacak Çalışmalar	26
2. ANALİZİ YAPILACAK ÇEVİRİMLERİN VE KULLANILACAK CİHAZLARIN TANITILMASI	29
2.1. Gaz Türbinli Kojenerasyon Çevrimleri	29
2.2. Sıfır Emisyonlu Kojenerasyon Tesisleri	34
2.2.1. CO ₂ ’nin sıvılaştırarak depolama yoluyla bertaraf eden çevrimler	36
2.2.2. CO ₂ ’nin kimyasal reaksiyonla zararsız bileşik oluşturan çevrimler	50
3. MATERYAL VE YÖNTEM	51
3.1. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Termodinamik Modeli	51
3.1.1. Birinci kanun analizi	51
3.1.2. İkinci kanun analizi	56
3.1.3. Performans analizi	59
3.1.4. Değerlendirme kriterleri	61
3.2. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Ekonomik Modeli	66
3.2.1. Gaz türbinli kojenerasyon tesislerinin kurulması için gerekli toplam yatırımın yaklaşık hesabı	67
3.2.2. Ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametrelerinin belirlenmesi	72
3.2.3. İhtiyaç duyulan toplam gelirin hesaplanması	75
3.2.4. Ürün maliyetinin bugünkü değerlerle hesaplanması	76
3.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Termoeconomik Modeli	76
3.3.1. Cihazlardaki akışların birim zamandaki maliyet analizi	79
3.3.2. Cihazlardaki akışların ekserji maliyeti hesabı	80
3.4. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyonu ve Optimizasyon Metotları	81
3.5. Optimizasyon Metotlarının Bilgisayar Programı İle Uygulanması ve Program Akış Diyagramı	87
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	94
4.1. Gaz türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termodinamik Analizi	94
4.1.1. Birinci ve ikinci kanun bulguları	94
4.1.2. Performans ve tanımlanmış diğer kriterlere göre analiz sonuçları	127
4.2. Gaz türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termoeconomik Analizi	137
4.2.1. Cihazlardaki akışların maliyet analiz bulguları	138
4.2.2. Akışların ekserji maliyet analiz bulguları	139
4.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Bulguları	144

4.3.1. İncelenen dört çevrimin termodinamik optimizasyonu.....	144
4.3.2. İncelenen dört çevrimin termoekonomik optimizasyonu.....	151
4.4. Sıfır Emisyonlu Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Bulguları	160
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	167
5.1. Gaz türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Optimizasyon Sonuçları ve Önerileri	167
5.2. Sıfır Emisyonlu Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Sonuçları ve Önerileri	169
KAYNAKLAR	171
EKLER.....	175
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	241
ÖZGEÇMİŞ.....	242

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Konvansiyonel elektrik ısı üretim sistemi ile kojenerasyon sisteminin karşılaştırması (değerler yaklaşık değerlerdir).....	1
Şekil 1.2: Gaz türbinli kojenerasyon tesisinin basit şeması.....	5
Şekil 2.1: Örnek kojenerasyon sisteminin genel şeması.....	29
Şekil 2.2: Örnek kojenerasyon sisteminde reküperatör ile havanın ön ısıtmasının yapılması durumunun genel şeması	30
Şekil 2.3: Örnek kojenerasyon sisteminde reküperatörler ile yakıt ve hava ön ısıtmasının birlikte kullanılması durumunun genel şeması.....	30
Şekil 2.4: Örnek kojenerasyon sisteminde ön soğutma kullanılması durumunun genel şeması	31
Şekil 2.5: Örnek kojenerasyon sisteminin yanma odasına buhar enjeksiyonu yapılması durumunun genel şeması	31
Şekil 2.6: Örnek kojenerasyon sisteminde reküperatör ile havanın ön ısıtmasının ve buhar püskürtme yönteminin birlikte uygulanması durumunun genel şeması	31
Şekil 2.7: Örnek kojenerasyon sistemine yakıt ve hava ön ısıtma yöntemi ile buhar püskürtme yönteminin birlikte uygulanması durumunun genel şeması	32
Şekil 2.8: Oksi fuel kombine çevrim şeması	36
Şekil 2.9: Su çevrimi şeması	38
Şekil 2.10: Graz çevrimi (S versiyonu) şeması	39
Şekil 2.11: Gelişmiş sıfır emisyonlu güç tesisleri çevrimi (AZEP) şeması	39
Şekil 2.12: Gaz türbinli katı oksitli yakıt hücreli çevrim (SOFC+GT) şeması	41
Şekil 2.13: Kimyasal bağlı yanma çevrim (CLC) şeması	43
Şekil 2.14: Ön yanmalı oto termal reformer çevrim (ATR) şeması	44
Şekil 2.15: Ön yanmalı hidrojen membranlı reaktör çevrim (MSR-H ₂) şeması	45
Şekil 2.16: Kimyasal absorbsiyonlu sistemin çevrim (AMINE) şeması.....	46
Şekil 2.17: İyon membranlı çevrim şeması	48
Şekil 2.18: Absorbsiyon soğutmalı basit çevrim şeması	48
Şekil 3.1: Gerçek Brayton çevrimi (Gaz türbini çevrimi)P-v ve T-s diyagramı	58
Şekil 3.2: İterativ optimizasyonda program akış genel şeması	88
Şekil 3.3: Örnek hesabı verilen hava ısıtmalı çevrim	89
Şekil 3.4: Programın ayrıntılı akış (simülasyon) şeması	91
Şekil 4.1: Sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve reküperatör çıkış sıcaklığının 7-15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1.64 kg/s metan)elektrik ekserjisi veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi	95
Şekil 4.2: Sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve reküperatör çıkış sıcaklığının 7-15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1.64 kg/s metan) hava ısıtmalı ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji ve ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi	96
Şekil 4.3: Örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerin elektrik ve ısı güçlerinin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimleri.....	99
Şekil 4.4: Örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerin I.Kanun verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri.....	100
Şekil 4.5: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi	102
Şekil 4.6: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı enerjisi gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi	102

Şekil 4.7: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	103
Şekil 4.8: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi	104
Şekil 4.9: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	105
Şekil 4.10: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin I.Kanun verimlerinin kompresör giriş havası (çevre) sıcaklığı ile değişimleri.....	106
Şekil 4.11: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası (çevre) sıcaklıkları için enerji verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri	107
Şekil 4.12: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ..	108
Şekil 4.13: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin ısı gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	108
Şekil 4.14: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	109
Şekil 4.15: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin II. Kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	110
Şekil 4.16: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elde edilen elektrik ve ısı ekserji gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi	111
Şekil 4.17: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elde edilen ısı ekserji gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	112
Şekil 4.18: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elde edilen II. kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	113
Şekil 4.19: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin I.Kanun veriminin enjekte edilen buhar debileri ile değişimi.....	116
Şekil 4.20: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	117
Şekil 4.21: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin ısı enerjisi gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	118
Şekil 4.22: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	118
Şekil 4.23: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	119
Şekil 4.24: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	120
Şekil 4.25: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin I.Kanun veriminin özgül nem ile değişimi.....	122
Şekil 4.26: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtma kojenereasyon çevrimlerinin elektrik gücünün özgül nem ile değişimi	122

Şekil 4.27: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün özgül nem ile değişimi	123
Şekil 4.28: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin özgül nem ile değişimi.....	123
Şekil 4.29: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ve ısı enerjisi gücünün yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi.....	124
Şekil 4.30: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin I. kanun veriminin yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi.....	125
Şekil 4.31: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ve ısı enerjisi oranının yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi.....	126
Şekil 4.32: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi.....	126
Şekil 4.33: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi.....	127
Şekil 4.34: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yapay termal veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	128
Şekil 4.35: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında yapay termal veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	129
Şekil 4.36: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yapay termal veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	129
Şekil 4.37: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yapay termal veriminin kompresör giriş havasının özgül nem oranı ile değişimi.....	130
Şekil 4.38: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yapay termal veriminin yükseklik ile değişimi.....	131
Şekil 4.39: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yakıt enerjisi kazanç oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	132
Şekil 4.40: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında yakıt enerjisi kazanç oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi	133
Şekil 4.41: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yakıt enerjisi kazanç oranının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	133
Şekil 4.42: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yakıt enerjisi kazanç oranının kompresör giriş havasının özgül nem oranı ile değişimi .	134
Şekil 4.43: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yakıt enerjisi kazanç oranının yükseklik ile değişimi	134
Şekil 4.44: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon değişik kompresör sıkıştırma oranlarında ısı artma oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi.....	135
Şekil 4.45: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında ısı artma oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi	136
Şekil 4.46: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon ısı artma oranının kompresör giriş havasının özgül nem oranı ile değişimi	136
Şekil 4.47: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon ısı artma oranının yükseklik ile değişimi	137

Şekil 4.48: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör sıkıştırma oranı ile değişim	139
Şekil 4.49: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör giriş havasının değişik çevre sıcaklıkları ile değişimi	140
Şekil 4.50: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısı ile değişimi	140
Şekil 4.51: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısı ile değişimi	141
Şekil 4.52: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında enjekte edilen buhar debisi ile değişimi	142
Şekil 4.53: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin yükseklik ile değişimi	143
Şekil 4.54: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin evaporatif soğutma ile değişimi	143
Şekil 4.55: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ikinci kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	150
Şekil 4.56: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	151
Şekil 4.57: Ekipman maliyetinin cihaz gücüne göre hesaplandığı değişik reküperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	157
Şekil 4.58: Ekipman maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik reküperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	158
Şekil 4.59: Ekipman maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik kompresör ve türbin izentropik verimlerinde sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi	158
Şekil 4.60: Sıfır emisyonlu reküperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevrim şeması	161
Şekil 4.61: Sıfır emisyonlu reküperatörlü gaz türbinli kojenerasyon çevriminin üretilen ısı enerjisi, ısı ekserjisi ve elektrik gücünün değişimi	164
Şekil 4.62: Sıfır emisyonlu hava ısıtmalı gaz türbinli kojenerasyon çevriminin I. ve II. kanun veriminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi	165
Şekil 4.63: Sıfır emisyonlu kojenerasyon çevriminin kompresör sıkıştırma oranının artması ile elektrik ısı enerjisi ve elektrik ısı ekserjisi oranlarının ile değişimi	165
Şekil 4.64: Sıfır emisyonlu kojenerasyon çevriminin yanma odası ve gaz türbini çıkış sıcaklıklarının değişimi	166

Tablo 2.1: Türkiye kurulu gücünün ve elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı ..	4
Tablo 2.2: Sıfır emisyonlu güç çevrimlerinin karşılaştırılması	49
Tablo 3.1: Çevrimde kullanılan saf maddelerin entalpilerinin genel denklemleri	54
Tablo 4.1: Hava ısıtmalı çevrimin değişik sıkıştırma oranları için kabul edilen şartlarda* elde edilen değerleri.....	97
Tablo 4.2: Yakıt hava ısıtmalı çevrimin değişik sıkıştırma oranları için kabul edilen şartlarda* elde edilen değerleri.....	98
Tablo 4.3: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimlerinin analizinde elde edilen bazı parametreler ve enerji dengeleri.....	101
Tablo 4.4: Buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enjekte edilen buharın değişik miktarları için analizinde elde edilen bazı parametreler ve enerji dengeleri.....	115
Tablo 4.5: Hava ısıtmalı çevrimin tasarım değerleri için birim zamandaki ve birim enerji için akış maliyeti değerleri	138
Tablo 4.6: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin iterasyonu	146
Tablo 4.7: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçları	147
Tablo 4.8: Global maksimum verim değerinin elde edildiği hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin iterasyonu.....	148
Tablo 4.9: Global maksimum verim değerinin elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçları.....	149
Tablo 4.10: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları.....	152
Tablo 4.11: Cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü (30 MW), sabit (ısıtma gücü) buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları...	154
Tablo 4.12: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları.....	155
Tablo 4.13: Cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları.....	156
Tablo 4.14: Cihaz maliyetinin cihaz gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları	159
Tablo 4.15: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları	160
Tablo 4.16: Sıfır CO ₂ emisyonlu reküperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin termodinamiğin II.Kanun veriminin optimizasyonu sonucu elde edilen basınç, sıcaklık, kimyasal bileşenleri ve kütledebileri.....	162
Tablo 4.17: Sıfır emisyonlu reküperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevrimi cihazlarının akış hatları, kapasiteleri ve II. Kanun verimleri	163
Tablo 4.18: Sıfır emisyonlu reküperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin akış hatlarının fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjisi	164

SİMGELER

$abs.$	: Absorbsiyonlu
c	: Özgül ısı (kJ/kgK), birim ekserji maliyeti (\$/kJ)
C	: Maliyet (\$)
e	: Özgül ekserji (kJ/kg)
E	: Ekserji akışı (kJ/s)
EIO	: Elektrik ısı oranı
EUf	: Faydalı enerji faktörü
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
h	: Özgül entalpi (kJ/kg)
H	: Entalpi akışı (kJ/s)
$HRSG$	: Atık ısı kazanı
hfk	: Hava fazlalık katsayısı
Hu	: Yakıtın üst ısı değeri (kJ/kg)
IAO	: Isı artma oranı
k	: Özgül ısılar oranı
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
M	: Mol kütlesi (kg/kMol)
n	: Mol sayısı
P	: Basınç (kPa)
$\dot{Q}$	: Isıl güç (kW)
r	: Sıkıştırma oranı
s	: Özgül entropi (kJ/kgK)
STK	: Soğutma tesir katsayısı
T	: Sıcaklık (K)
u	: İç enerji (kJ/kg)
V	: Hız (m/s)
$\dot{W}$	: Elektrik gücü (kW)
Y	: Yakıtın birim enerjisinin fiyatı (\$/MJ)
Y_E	: Elektrik birim fiyatı (\$/kWh)
$YEKO$	: Yakıt enerjisi kazanç oranı
YTV	: Yapay termal verimlilik
z	: Yükseklik (m)
Z	: Cihaz birim maliyeti
η	: Verim
ε	: Etkinlik

Alt İndisler

a	: Hava
B	: Boyler
$BESLEN$	: Beslenen
$buh.$	: Buhar

<i>C</i>	: Kompresör
<i>CG</i>	: Kojenerasyon
<i>ç</i>	: Çıkan
<i>dig.</i>	: Diğerleri
<i>ec</i>	: Ekonomizör
<i>eff.</i>	: Efektif
<i>f</i>	: Yakıt
<i>fiz</i>	: Fiziksel
<i>g</i>	: Giren
<i>gt</i>	: Gaz türbini
<i>H</i>	: Isıl
<i>id</i>	: Isı değıştiricisi
<i>iz</i>	: İzentropik
<i>KH</i>	: Kontrol hacmi
<i>kim</i>	: Kimyasal
<i>M</i>	: Mekanik
<i>p</i>	: Basınç
<i>re</i>	: Rekuperator
<i>ref.</i>	: Referans
<i>s</i>	: İzentropik
<i>sıc</i>	: Sıcaklık
<i>st</i>	: Sabit
<i>t</i>	: Türbin
<i>TM</i>	: Tamir bakım
<i>top</i>	: Toplam
<i>v</i>	: Hacim
<i>y</i>	: Yakıt
<i>yak</i>	: Yakıt
<i>YM</i>	: Yakıt maliyeti
<i>YO</i>	: Yanma odası
<i>0</i>	: çevre şartları

KOJENERASYON TESİSLERİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİZASYONU

Rabi KARAALİ

Anahtar Kelimeler: Kojenerasyon, Optimizasyon, Termoekonomi, Sıfır Emisyon, Güç Çevrimleri.

Özet: Bu çalışmada örnek alınan bir kojenerasyon sistemine yanma havasının ön ısıtılması, yakıt ve yanma havasının ön ısıtılması, kompresör giriş havasına su püskürtülmesi, sıcak egzoz gazları ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi ile giriş havasının soğutulması ve yanma odasına buhar püskürtülmesi durumlarının, termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi ve ihtiyaç duyulan gelir metodu yardımıyla da termoekonomik analizi yapılmıştır. Ayrıca bu çevrimlerin farklı hava yakıt oranları ve kompresör sıkıştırma oranları için termoekonomik analizi yapılmış olup performans eğrileri çıkarılıp karşılaştırılmıştır.

Kojenerasyon çevrimlerinin optimizasyonu çalışmalarında, literatürde belli bir gücü sağlayacak kojenerasyon sisteminin optimum çalışma şartları aranırken, bu tezde değişik bir yaklaşımla kojenerasyon sisteminin maksimum II. Kanun verimini veya minimum güç üretme maliyetini sağlayan çalışma şartları aranmıştır. İkinci durumda elde edilen sonuçların daha iyi olduğu görülmüştür. Birinci durumda elde edilen çevrimlerin optimum çalışma şartlarında elde edilen ikinci kanun verimleri örnek ve absorpsiyonlu çevrim için 0,51 ve hava ve hava yakıt ısıtılmalı çevrim için 0,53 civarında iken ikinci durumda örnek ve absorpsiyonlu çevrim için 0,51 olarak benzer kalmakta ancak hava ve hava yakıt ısıtılmalı çevrimler için 0,58 civarında bulunmaktadır.

Dört adet çevrimin termoekonomik optimizasyonu belli güç ve buhar debisi (30 MW ve 14 kg/s buhar) için, belli bir güç (30 MW) için ve güç ve debi kısıtlaması olmadan, cihaz satın alma maliyetinin maliyet denklemlerine göre ve maliyet gücüne göre olmak üzere altı değişik durum için hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Cihaz satın alma maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı durumda belli güç ve buhar debisi için hava yakıt ısıtılmalı çevrim (0,09011 \$/kWh), belli bir güç için örnek çevrim (0,044 \$/kWh) ve güç ve debi kısıtlaması olmadan yine örnek çevrim (0,0432 \$/kWh) optimum maliyetleri sağlamaktadır. Bu analizlerin sonucunda hava yakıt ısıtılmalı çevrimin maksimum verimi ve örnek çevrimin minimum maliyeti sağladığı görülmüştür.

Ayrıca güç üretmek için kullanılan sıfır CO₂ emisyonlu çevrimler ve teknolojiler incelenerek, sıfır CO₂ emisyonlu yeni bir kojenerasyon çevrimi tasarlanmıştır. Bu yeni çevrimin termodinamik optimizasyonu yapılmış ve global maksimum ikinci kanun verimi (0,65) elde edilmiştir. Bu çevrimin veriminin hava ısıtılmalı çevrimin ikinci kanun veriminden (0,5791) yaklaşık % 12 daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

THERMOECONOMIC OPTIMIZATION OF COGENERATION PLANTS

Rabi KARAALI

Keywords: Cogeneration, Optimization, Thermoecconomy, Zero Emission, Power Cycles.

Abstract: In this study, most of improving methods of gas turbine cogeneration systems are applied step by step on a simple cogeneration system such as preheating air, preheating fuel and air, steam injection, inlet air cooling by using evaporative cooling and absorption cooling then analyzed by using first and second law of thermodynamic and the revenue requirement method. Also thermodynamic and thermo economic evaluation of cycles and their devices, for the different air and fuel mass ratio and compressing ratio values are studied and performance of the cycles are compared.

The optimization studies of cogeneration cycles in the literature as obtaining the optimum values for a constant power and heat of a thermal system but in this study have done as obtaining the maximum second law efficiency or minimum electricity production cost for any power and heat of a thermal system, and of course second case gives better and advantageous working values. The first case gives us the maximum second law efficiencies of the cycles at a constant power (30 MW) and steam mass flow rate (14 kg/s) are 0,51 for sample and absorption cycles, and 0,53 for preheated air and fuel and air cycles. Second case gives 0,51 for sample and absorption cycles, and 0,58 for preheated air and fuel and air cycles.

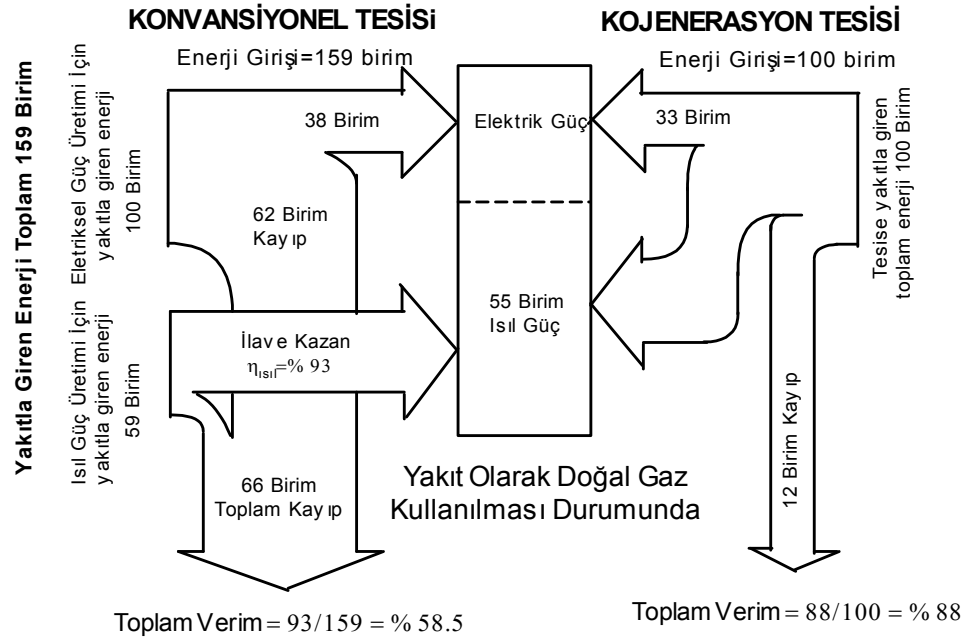
Four different cycles thermo economically optimized for a constant power (30 MW) and a steam mass flow rate (14 kg/s), constant power (30 MW) and any power by using cost equation of equipment and cost due by power equations. The optimum results of the thermo economic optimization by using cost equations are obtained for a constant power (30 MW) and steam mass flow rate (14 kg/s) preheated fuel and air cycle (0,09011 \$/kWh), for constant power (30 MW) sample cycle (0,044 \$/kWh) and for any power and heat sample cycle (0,0432 \$/kWh). Those results show that the preheated fuel and air cycle has the maximum efficiency and sample cycle has the minimum costs.

The most applicable and important zero CO₂ emission cycles are analyzed by thermodynamic point of view and a novel cycle is introduced. Thermodynamic optimization of the novel cycle are studied and found that it's the maximum (global optimum) second law efficiency is 0,65 which was %12 higher than (0,5791) for preheated air cycle.

1. GİRİŞ

1.1. Kojenerasyon Tesisleri Ve Sınıflandırılması

Konvansiyonel sistemde güç ve ısı üretmek için iki ayrı sistemde ısı üretimi söz konusudur. Kojenerasyon sisteminde ise tek bir ısı üretme sistemi yardımı ile üretilen ısı, enerji taşıyıcı akışkanla önce elektrik enerjisi üretilmekte, kalan ısı enerjisi ise buhar ya da sıcak su üretimi için kullanılmaktadır. Bu durumda şekil 1.1’de gösterildiği gibi, klasik (konvansiyonel) sistemin toplam verimi yaklaşık % 58 civarında iken kojenerasyon tesisinin verimi % 90’a kadar çıkabilmektedir. Bu iki durum karşılaştırılırsa yakıtın enerjisinden kojenerasyon tesisinde yaklaşık % 30 civarında daha fazla faydalanma imkânı olduğu görülmektedir. Ayrıca aynı anda ısı ve elektrik enerjisi ihtiyacı olan sistemlerde kojenerasyon tesisi kurulduğunda sistemin işletme ve ilk yatırım maliyetleri önemli miktarda azaltılabilmektedir (Wilkinson ve Barnes, 1993).



Şekil 1.1: Konvansiyonel elektrik ısı üretim sistemi ile kojenerasyon sisteminin karşılaştırması (değerler yaklaşık değerlerdir) (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Bilindiği gibi Dünya’da ve ülkemizde elektrik enerjisi kullanım artışı devam etmektedir. Ayrıca kurulan büyük çaplı termik santraller ve hidroelektrik santrallerinden üretilen elektrik enerjisinin de yaklaşık % 10’u, dağıtım hattında

kaybolmaktadır. Endüstriyel kuruluşlar, hem elektrik enerjisi hem de ısı enerjisi ihtiyacını karşılamak için kojenerasyon tesisleri kurarak, yakıtların daha verimli değerlendirilmesini sağlamakla beraber, enerji tüketimi maliyetlerini de azaltmaktadırlar. Bu şekilde büyük endüstri tesisleri kendilerini elektrik kesintilerine karşı emniyete almış olmaktadır. Bununla beraber küçük çaplı kojenerasyon tesisleri de küçük işletmelerde, bölgesel ısıtma sistemlerinde, üniversite yerleşkelerinde, otellerde, yaygın olarak kullanılabilmektedir (Karaali ve Öztürk, 2003).

Endüstrideki kojenerasyon tesislerinin büyük çoğunluğunun büyüklüğü 3 ile 20 MW arasındadır. Diğerleri ise 20 MW' tan büyük ya da mikro kojenerasyon adı verilen 1 MW' tan küçük santrallerdir. Bu oran anlık olabileceği gibi, aylık veya yıllık ortalama değerlerle hesaplanarak ta gösterilebilir. Elektrik ısı oranı kojenerasyon tesisinin gaz motorlusu için yaklaşık 1,0, gaz türbinlisi için yaklaşık 0,6, buhar santralleri için ise 0,4'ten küçüktür. Kojenerasyon tesisinin enerjiden yararlanma oranı ya da toplam verimi, santralden elde edilen elektrik ve ısı enerjilerinin toplamının, tüketilen yakıt enerjisine oranıdır. İyi tasarlanmış santrallerde bu değer % 80–90 arasındadır (Horlock,1997).

Kojenerasyon sistemleri; merkezi kullanımlı tesis sistemleri, endüstriyel sistemler ve küçük sistemler şeklinde sınıflandırılabilir. Ancak üçünün karakteristikleri farklı farklıdır ve bazı uygulamalarda biri diğerinin yerine geçebilmektedir. Merkezi kullanımlı tesis sistemleri ve endüstriyel sistemler uzun yıllardan beri mevcut olup, günümüzde asıl eğilim, yönelme ve gelişme küçük sistemlerde olmaktadır (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Kojenerasyon sistemlerinin ana makinesinin (gaz türbini) verimi, çalışma yöntemi ve diğer özellikleri, tüm sistemin özellik, verim ve çalışma tarzını belirler. Kojenerasyon sistemlerini çalışma yöntemlerine göre; gaz türbinli kojenerasyon sistemleri, buhar türbinli kojenerasyon sistemleri, gaz-buhar türbinli kombine kojenerasyon sistemleri, motorlu kojenerasyon sistemleri ve yakıt pilleri şeklinde genel olarak sınıflandırmak mümkündür.

Buhar türbinli kojenerasyon sistemlerinde, yakıtın yakılması ile açığa çıkan enerji, bir kazanda suya aktarılarak yüksek basınçlı kızgın buhar elde edilir ve bir buhar türbininden geçirilerek iş üretilir. Bu tür sistemler Rankine çevrimine göre çalışırlar

ve yakıt olarak kömür, doğalgaz, sıvı yakıt gibi çok çeşitli yakıtlar kullanılabilirler. Buhar türbinli birleşik ısı güç üretme sistemleri, temelde karşı basınç türbinler ve ara buhar almalı türbinler şeklinde ikiye ayrılabilir (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinde, kompresörde (10–12 kat civarında) sıkıştırılan hava ile bir gaz yakıt veya sıvı petrol ürünün, yanma odasında yakılması sonucu yaklaşık 900–1500 °C sıcaklıkta elde edilen egzoz gazları türbinden geçerken enerjisinin bir kısmını bırakır. Böylece türbinde mekanik enerji üretilirken türbinden çıkan gazın sıcaklığı 500–900 °C'ye düşer. Türbinden çıkan egzoz gazlarının enerjisi ile atık ısı kazanında sıcak su ya da buhar üretilir (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Kombine (gaz-buhar) çevrimli kojenerasyon sistemlerinde, gaz türbinli çevrimden çıkan yüksek egzoz ısını değerlendirerek için, elde edilen yüksek basınçlı buhardan sisteme buhar türbini eklenerek iş üretilir. Çevrimden elde edilen buhar alçak basınçlı ise, kullanılmak üzere prosese gönderilir. İlave yanma kullanılmasıyla kombine sistem çok esnek bir ısı elektrik oranı sağlar (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Motorlu kojenerasyon sistemlerinde, 400 – 600 °C civarında çıkan egzoz gazları ile bir miktar buhar üretmekte mümkün olup, toplam verimi % 80–90 olmaktadır. Bu sistemde elektrik verimi ve kısmi yük verimliliği yüksek, düşük tesis maliyeti, düşük ısı oranları, kısa çalıştırma zamanı ve bakım-onarım için kısa kesme zaman aralıkları gibi avantajları sayılabilir (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Yakıt pillerinde, yakıt (Hidrojen veya Metan) ve oksijenin bir yakıt pilinde elektrokimyasal reaksiyona girmesi sonucu (yaklaşık 280 °C civarında) elektrik üretilmekte ve düşük sıcaklıktaki atıklardan da ısıtma vb. gibi işlemler için ısı kaynağı olarak faydalanmak mümkün olmaktadır. Bu sistemlerde elektrik enerjisi üretimi verimi % 75 ve kojenerasyon verimi % 90'ın üzerine çıkılabilmektedir (Wilkinson ve Barnes, 1993).

1.2. Türkiye’de Kojenerasyonun Kullanımı

Gayri safi milli hâsıla başına enerji tüketimi olarak tanımlanan enerji yoğunluğu AB için yaklaşık 200 kg petrol enerjisi eşdeğeri/bin Euro, Türkiye için yaklaşık 500 kg petrol enerjisi eşdeğeri/bin Euro’dur (İTÜ, 2008). Birim mal üretimi için Türkiye’de

AB'ye göre 2,5 kat enerji harcanmaktadır ki, bu da enerjinin etkin kullanılmadığı ve verimsiz tüketildiğini göstermektedir.

2007 yılı itibariyle Türkiye'nin kurulu gücünün yaklaşık % 18 kadarını çoğu gaz türbinli veya gaz motorlu olan oto prodüktör ve özel elektrik üretim santralleri oluşturmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 2005 yılı sonu referans alınırsa 6700 MW olup, 2005 yılında 28 000 GWh elektrik üretmişlerdir. Kullandıkları yakıt büyük çoğunlukla doğal gaz olup, kurulu gücün ancak yarısında atık ısıdan da yararlanılmakta olduğundan diğer yarısının kojenerasyon tesisi olmadığı görülmektedir (İ.T.Ü., 2008).

Bileşik ısı-güç üretiminin bölge ısıtmasıyla birlikte uygulanması Kuzey ve Doğu Avrupa'da çok yaygın olup ülkemizde bu uygulamaya bir örnek İstanbul Esenyurt'ta bulunan 180 MW kapasitesinde ki kombine çevrim santralidir. Tablo 2.1'de Türkiye'nin kurulu gücünün ve elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı verilmiştir (İ.T.Ü., 2008).

2006 yılı için hidroelektrik santrallerinden üretilen elektriğin maliyeti 0,5-1,5 cent/kW-saat, kömür yakıtlı termik santrallerden üretilenin 2,5-3 cent/kW-saat, doğal gaz çevrim santrallerinden 9-14 cent/kW-saat olup doğal gaz ile elektrik üretiminin pahalı olduğu görülmektedir (İ.T.Ü., 2008).

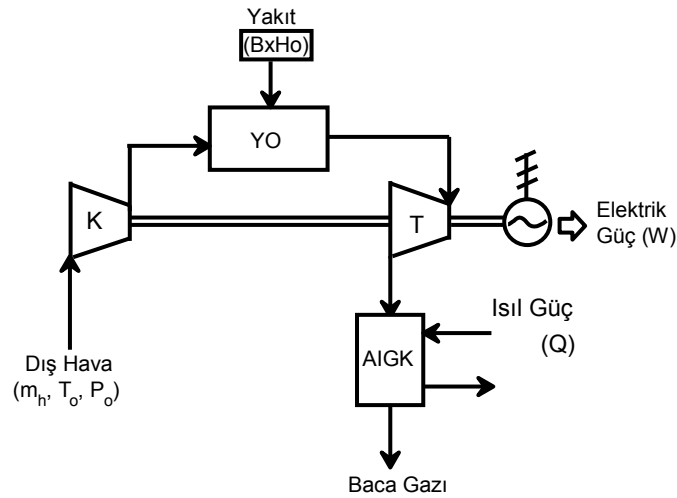
Tablo 2.1: Türkiye kurulu elektrik üretim gücünün ve elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı (İ.T.Ü., 2008).

Yakıt	Türkiye kurulu gücünün kaynaklara göre dağılımı (MW)-2006.	Türkiye elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı (GWh)-2006.
Fuel oil	2218,4	5354,0
Motorin	214,4	17,3
İthal Kömür	1651,0	11150,0
Taş Kömürü	335,0	2854,0
Linyit	7850,8	32303,0
LPG	10,4	437,0
Doğal. Gaz	12748,6	77387,0
Jeotermal	23,0	94,0
Nafta	36,8	1890,0
Yenilenebilir+Atık	41,3	120,5
Hidrolik- Barajlı	11967,0	44158,0
Hidrolik- Akarsu	1095,8	
Rüzgâr	59,0	129,4
Çok yakıt.	1924,0	--
Toplam	40176,0	175893,0

Kojenerasyon tesislerinin karşılaştığı başlıca sorunlar; TEDAŞ'a satışta karşılaşılan güçlükler, doğal gazın belli bölgelere veriliyor olmasından kaynaklanan haksız rekabet, doğal gaz fiyatlarının pahalı olması gibi başlıklar altında toplanabilir (İ.T.Ü., 2008).

1.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisleri, Bu Konuda Yapılan Çalışmalar Ve Bu Tesislere Uygulanan Verim İyileştirme Yöntemleri

Gaz türbinleri Brayton çevrimine göre çalışırlar. Brayton çevrimi 1870'li yıllarda G. Brayton tarafından geliştirilmiş olup, günümüzde sıkıştırma ve genişlemenin aksenel kompresör ve türbinlerde olduğu gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Düşük NO_x oluşumu için yanma odaları geliştirilmiş olup yanma odasına buhar enjeksiyonu ile çevre dostu ve kompresör giriş havasının (evaporatif veya mekanik) soğutulması, kompresör çıkış havasına su veya buhar enjekte edilmesi, rejeneratör takılması gibi çeşitli önlemlerle verimi çok artırılmıştır.



Şekil 1.2: Gaz türbinli kojenerasyon tesisinin basit şeması

Kojenerasyon tesislerinde, aynı anda elektrik enerjisi ve ısı enerjisi birlikte üretilerek yakıtın kimyasal enerjisinden daha yüksek oranda faydalanma imkânı bulunmaktadır. Şekil 1.2'de basit şeması verilen bu tür tesislerin verimleri % 90'lara yaklaşmaktadır. Bu tesislerden özellikle konut ısıtılması amaçlı faydalanılıyorsa ısıtma sezonu dışında da absorpsiyonlu bir soğutma grubu çevrimin egzoz ısısı yardımı ile çalıştırılarak konutların klima sistemlerinin ihtiyaç duyduğu soğutma suyu üretilmektedir. Aynı anda üretimin üç amaca yönelik olduğu durumlarda (elektrik, ısı ve ısısının bir kısmının yardımıyla soğutma) üçlü üretim (three generation) söz

konusu olmakta ve kojenerasyon tesisinin yıllık kullanım süresi artmaktadır (Karaali ve Öztürk, 2003).

Bu tür tesislerde bahsedilen bu avantajlar değerlendirildiğinde, daha ekonomik bir enerji üretimi ile önemli miktarda enerji tasarrufu elde edilebilmektedir. Ayrıca daha az çevre kirliliği yaratılmakta ve atmosfere salınan CO₂ miktarı daha düşük seviyelerde gerçekleşmektedir.

İlk endüstriyel gaz türbinleri 1950'lerde endüstride kullanılmaya başlanmış ve bunların tasarımları buhar türbinleri ve aerodinamik tasarımlardan etkilenmişlerdir. 1950'lerin sonu ile 1960'ların başında hafif gaz türbinleri uçakların motorları örnek alınarak üretilmiş ve güç üretiminde, elektrik üretiminde, boru hatlarındaki sıkıştırma işlemleri gibi yerlerde kullanılmışlardır. Endüstriyel gaz türbinleri buhar türbinlerine benzer şekilde 12:1 sıkıştırma oranlı, yanma odası çıkış sıcaklığı 650–816 °C ve shaft verimi % 23–27 arasındadır. 1970'lerde yeni bir yaklaşımla ikinci nesil endüstriyel gaz türbinleri üretilmiş ve shaft verimleri % 32–37 oranına çıkmıştır. Bunlarda yanma odası çıkış sıcaklıkları yükselmiş ve türbin kanatları yüksek sıcaklığa daha dayanıklı yapılmıştır (Digitalengineeringlibrary, 2006).

1980'li yıllarda daha fazla ısı ve güç ihtiyacının ortaya çıkmasından dolayı gaz türbinli kojenerasyon sistemleri endüstride yaygınlık kazanmış ve bunların ekserji analizi konusunda birçok araştırmacı tarafından 1980'li yılların başından itibaren çok sayıda araştırma yapılmış ve yayınlanmıştır. Değişen elektrik ve ısı ihtiyacı, gaz türbinli sistemlere ilgiyi artırmış ve doğal gazın diğer yakıtlara göre sahip olduğu üstünlükler yüzünden yaygınlaşması sonucu, bu ilginin bu günlere kadar gelmesini sağlamıştır. Yanma odasına buhar enjeksiyonu işlemi yanma odası çıkış sıcaklığını azaltma ve elde edilen iş gücünü artırma amacıyla 1950'li yıllarda başlamış, günümüzde de NO_x ve bileşiklerini minimum seviyeye indirdiği ve verimi de iyileştirdiği için uygulanmaya devam etmiştir (Wang ve Chiou, 2002).

Çetinkaya'ya (1999) göre gaz türbinlerinde net işi artıran tüm değişkenler, yani türbin giriş sıcaklığının artması, kompresör giriş sıcaklığının düşmesi, türbin ve kompresör verimlerinin artması, ara soğutucu ve ara ısıtıcı kullanımı hava oranını azaltırken rejeneratörün hava oranına pek bir etkisi yoktur. Basınç oranının artması belli bir sınıra kadar hava oranını azaltırken daha fazla artış hava oranının yeniden artmasına neden olur (Çetinkaya, 1999).

Karaali ve Öztürk, (2007) kojenerasyon sistemleri için düşünülen iyileştirme yöntemlerinden, yakıt ve yanma havasının ön ısıtılması, sistemden üretilen buharın yanma odasına enjeksiyonu ve kompresör giriş havasının soğutulması yöntemleri örnek alınan bir kojenerasyon sistemine değişik durumlar için uygulamıştır. Bu yöntemlerden, yakıt ve yanma havasının ön ısıtılması yönteminin en iyi elektrik gücü üretim performansına sahip olduğu görülmüştür (Karaali ve Öztürk, 2007). Ayrıca buhar enjeksiyonu ile yakıt ve havanın ön ısıtılması yöntemlerinin birleştirilmesi durumu da analiz edilmiştir. İyileştirme yöntemlerinin birleştirilmesi hususunda ise yanma havası ve yakıt için ön ısıtılmalı sistemin bir kojenerasyon sisteminde tercih edilmesinin gerektiği, ısı gücü ayarı söz konusu ise buhar enjeksiyonlu sisteminde düşünülmesi gerektiği ve sistem dışındaki imkanlarla fazla maliyet getirmeyecek şekilde kompresör giriş havasının soğutulması mümkünse bununda sisteme dâhil edilmesi gerektiğini açıklamışlardır (Karaali ve Öztürk, 2007). Sistem içindeki ısının, zorunlu soğutma ihtiyacı yoksa (üçlü üretim vs), kompresör giriş havasının soğutulmasında kullanılması pek tercih edilmemelidir. Bununla birlikte kompresör giriş havasına su enjekte edilerek, atık ısılar yardımı ile absorpsiyonlu soğutma ya da başka bir şekilde, fazla maliyet getirmeyecek şekilde yaz çalışma şartlarında soğutma imkânı varsa ilave iyileştirme imkânı doğabilecektir (Karaali ve Öztürk, 2007).

ASHRAE' ye (2000) göre kurulacak olan kojenerasyon tesisinin yerinin yüksekliği, havasının nemliliği ve ortalama çevre havasının sıcaklığı bilinmelidir. NO_x oluşumunu önlemek için kompresör giriş havasına kütlesinin % 2'si kadar demineralize edilmiş su püskürtme işlemi veya yanma odasına buhar enjeksiyonu yapılabilir. Ayrıca buna ek olarak kompresör çıkış havasına kütlesinin % 3'ü civarında su buharı enjekte edilerek gücün artırılması yoluna gidilebilir (ASHRAE, 2000).

Giriş havasının soğutulması elektrik gücünü artırırken elektrik ısı oranını düşürür (ASHRAE, 2000). Giriş havasının soğutulması ile havanın yoğunluğu artırılmış olur ki, bu da hacimsel debinin sabit olduğu çoğu türbin için giren hava kütlesinin artırılması demektir. Soğutma yöntemi olarak, giren havaya su zerreciklerinin enjekte edilmesi (evaporatif soğutma), absorpsiyonlu soğutma ya da mekanik yollarla soğutulması şeklinde uygulanabilir. Buharlaştırmalı (evaporatif) soğutmada enjekte edilen su zerrecikleri ile hem giren havanın yoğunluğu artırılır, hem de bu su zerreciklerinin buharlaşması ile giren havanın soğutulması sağlanmış olur. İdeal

buharlaştırmalı (evaporatif) soğutmada havanın izafi nemi % 100'e yakın olmalıdır (ASHRAE, 2000). Böylece kuru havanın sıcaklığının % 5–15 civarında düşürülmesi sağlanmış olur. Mekanik yollarla soğutma ise çillerli su sistemi (daha maliyetli ve cihazları büyüktür), absorsiyonlu soğutma sistemi veya doğrudan mekanik soğutma yoluyla yapılır (ASHRAE, 2000). Soğutulan giriş havası elde edilen elektrik gücünü artırırken ısı gücünü düşürür, ancak çevrim verimini artırır. Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının sıcaklığını düşürerek türbin ömrünü uzatır. Böylece sabit güç için gereken hava kütlesi miktarını azaltır (ASHRAE, 2000).

Gaz türbinlerinin performansları, kuruldukları yükseklik, çevre sıcaklığı, çevre basıncı ve türbin basınçlarına bağlıdır. Giriş sıcaklığının her 10 K'lık artışı elde edilen elektrik gücünü % 9 civarında azaltır (ASHRAE, 2000). Yükseklikteki 300 metrelik artış elde edilen elektrik gücünü % 3,5 civarında azaltmaktadır. Giriş havası basıncının filtrelerde, sessiz çalışmayı sağlayan cihazlarda ve kanallardaki her bir kPa basınçtaki düşüşü mekanik gücü % 2 civarında azaltır (ASHRAE, 2000). Akışlardaki, yanma odası, ses kırıcı ve kanallardaki her bir kPa basınç kaybı mekanik gücü % 1,2 civarında azaltır (ASHRAE, 2000).

Kojenerasyon tesislerinin analizi en iyi ve en doğru, hem ekonomik hem de termodinamik analizi birleştiren yöntem olan termoekonomik analiz ile yapılabilmektedir. Termoekonomi, ekserji analizi ile ekonomik analiz ilkelerini kullanarak ekserjili maliyet minimizasyonu olarak tanımlanabilir. Bu yöntem geleneksel enerji analizi ve ekonomik analizin sağlayamadığı etkili maliyet ve termodinamik hesabı yapabilmemizi sağlamaktadır. Verimsizliklerin ortaya çıkardığı maliyetler ve kullanılabilir enerjinin her bir cihazda ve işlemde uğradığı kullanılabilirlik kayıpları ve bunun getirdiği maliyet kayıpları ancak bu yöntemlerle hesaplanabilir. Bu verimsizlik ve kayıpların giderilmesi ve gerekli önlemlerin alınabilmesi için termoekonomik analiz gereklidir (Rosen, 2008).

Rosen (2008), makalesinde bir bilimsel disiplin olan termodinamik ile ekonomi disiplini birleştirilerek optimum tasarım için ekserji ve ekonomi arasındaki ilişkiler ve ekserji temelli ekonomik metodları (ekserjoekonomi, termoekonomi, ekserji temelli fiyatlandırma ve termodinamik kayıp oranları ile ilişkili maliyet) gözden geçirmiştir. Bu makalesinde araştırmacıların çoğunluğunun maliyet hesabının ekserji üzerine dayandırılmasının enerji üzerine dayandırılmasından çok daha iyi olacağını belirtmiştir. Bunun sebebi ekserjinin kullanılabilirliğinin belli, enerjinin ise belirsiz

olması olduğunu belirtmiştir. Ayrıca ekserjiye dayanan birçok ekonomik analiz metodları geliştirilmiştir (Rosen, 2008).

Bir sistem için maliyet dengesi, giren maliyete üretilen maliyetin eklenmesinden çıkan maliyetin çıkarılması ile biriken maliyet elde edilirki biriken maliyet açık ve sürekli sistemlerde sıfırdır. Termodinamik dengelerle maliyet dengeleri arasında birçok fark mevcuttur. En önemlileri, enerji korunduğu halde maliyet korunamaz, ekserji ve maliyet her bir işlemde değerleri azaldığından korunum kanunu geçerli değildir. Enerji ve ekserji termodinamik yasalarla tanımlanır, ancak maliyetler bilimsel değil subjektiftir, yani kişiye, yere ve zamana göre değişirler. Eğer maliyetler düzgün ve doğru şekilde hesaplanmazsa, cihazların maliyete olan etkisini hesaplamak mümkün olmaz (Rosen, 2008).

Ekserji ile maliyet arasındaki ilişki için şunlar söylenebilir; Ekserjinin çevre üzerine olan etkisi ancak ekserji ile ilişkili ekonomik değerlerle hesaplanabilir. Ekserji temelli ekonomik değerlerin çevre üzerine olan etkisini hesaplama çalışması, proses ya da cihazların yaşam çevrim maliyetlerini minimuma indirecek ya da minimum yaşam çevrim maliyetli uygun cihaz ve prosesler bulmamızı sağlayacaktır (Rosen, 2008).

Ekserji temelli ekonomik metodlar, ekonomik olabilirliği ve karlılığı değerlendirmesine ve maliyet optimizasyonu yapılabilmesine olanak sağlar. Bu metodlardan ekserji temelli fiyatlandırma ve maliyet bölüşümü metodu özellikle konutların söz konusu olduğu sistemlerde önemli bir metod olup, yakıt ve tamir bakım işletme maliyetlerine dayanır. Maliyetlerin dağıtılması metodu yönünde genel kabul görmüş bir yöntem henüz mevcut değildir (Rosen, 2008).

Rosen'e (2008), göre ekserji temelli ekonomik metodlardan EXCEM (ekserji, maliyet, enerji ve kütle) analizi termodinamik, ekonomik, tasarım ve çevre ile ilgili kararları birleştirme amaçlıdır. Sistemin ekserji, maliyet, enerji ve kütle dengeleri kurularak çözülür ve sistemin bu dört özelliği için bilgi verir.

Ekserji temelli ekonomik metodlardan kayıp maliyet oranı analizi, termodinamik kayıpların kurulum maliyetine oranı üzerine yoğunlaşır. Bu yaklaşım cihazların olgunlaştırılması için faydalı olup enerji kayıplarını göz önüne aldığından pek faydalı değildir. Ancak ekserji kayıplarının maliyet kayıpları ile ilişkilendirilmesi gerçek durum hakkında çok faydalı bilgiler verir (Rosen, 2008).

Ekserji temelli ekonomik metodlardan termoekonomi ve ekserjoekonomide, ekserji verimleri de belirlenerek finansal ve emek maliyetleri ortaya konur. Termoekonomik optimizasyonda finansal, teknik, çevre ve diğer kısıtlar göz önüne alınarak maliyetlerin minimize edildiği tasarım ve çalışma koşulları ortaya konur. Bunun için sistematik ve genel metodlar (SPECO gibi) literatürde mevcuttur. Ancak yakıt fiyatlarındaki değişimlerin ve piyasa politikalarının da göz önüne alınması gerekir. Bunun için Fuzzy termoekonomik analiz yöntemleri literatürde önerilmiştir (Rosen, 2008).

Ekserji temelli ekonomik metodlardan ekserji ve çevre ekonomisi yönteminde çevre ile ilgili kısıtlarda göz önüne alınmaktadır. Eko termodinamikte denilen bu yöntemde ekonomik koşullarda göz önüne alınarak sistemin analizi yapılır (Rosen, 2008).

Genişletilmiş ekserji hesabı yönteminde ekserjinin parasal büyüklükler cinsinden ortaya konulması için ekserji ile ekonomik değeri arasında oranlar kurulur. Bunlar yapılırken kaynakların temel alındığı maliyetler göz önüne alınır. Ürünün kaynak temeli üzerine değerinin hesaplanması enerji planlamasına yeni ufuklar ve anlayışlar kazandırmıştır. Yaşam çevrimi değerlendirmesi, çevre etkisi analizi, kümülatif ekserji analizi, emerji analizi gibi yeni bakış açıları ve analiz yöntemleri kazandırmıştır (Rosen, 2008).

Emisyonların performans ile ilişkisi literatürde çeşitli çalışmalarla ortaya konmuş böylece enerji sistem tasarımı konusunda birçok değişik ve ayrı amaç fonksiyonları kurularak optimizasyon yapılmıştır. Çok amaçlı fonksiyonların optimizasyonu ile tek amaçlı veya çift amaçlı (enerji ile ekonomik gibi) fonksiyonların optimizasyonundan daha avantajlı sonuçlar literatürde elde edilmiştir (Rosen, 2008). Karbondioksit ve nitrojen oksit emisyonlarının miktarları maliyet ile ilişkilendirildiğinde çevresel etki amaçlı fonksiyon kurulabilmiş ve bunun optimizasyonu üzerine çalışılabilmektedir. Böylece çevre ve ekonomik şartların performans üzerine etkisi de incelenebilmiştir. Literatürde ekolojik fonksiyonu elde edilen gücün üretilen entropiye oranı ve ekonomik fonksiyonu elde edilen gücün toplam maliyetlere oranı şeklinde tanımlayan çalışmalar mevcuttur. Rosen'e, (2008) göre bazı araştırmacılar genişletilmiş ekserji temelli ekonomik metodlarda çevre faktörü yerine sürdürülebilirlik kavramını kullanmışlardır. Örneğin sürdürülebilir gelişmenin (kalkınmanın) ekserji temelli göstergelerini elde etmek için termodinamik ve ekonomi

disiplinlerinin beraber kullanılmasını önermişlerdir. Bu yöntemler azalan kaynaklar ve artan kirlilik durumlarını göz önüne aldığı için endüstri firmalarında çevre ile ilgili amaçlarına ulaşmada değişik alternatiflerde sunabilmektedir (Rosen, 2008).

Literatürde termal sistemler üzerine ekserji temelli ekonomik değerlendirme yapan birçok çalışma mevcuttur (Rosen, 2008). Sıcak su boru yarıçapının ve izolasyon kalınlığının minimum ekserji kaybı ve minimum maliyet optimizasyonunun termoekonomik yöntemlerle nasıl yapılacağını Öztürk ve diğ., (2006) açıklamıştır. Nükleer petrol ve kömür üzerine kurulu güç tesislerinin termoekonomik optimizasyonunu yapan çalışmalar mevcut olup yeri geldiğinde bu tezde bazılarına değinilecektir.

M.A. Rosen ve I. Dincer, (2003) makalelerinde kısaca EXCEM analizi dedikleri ekserji, maliyet, enerji ve kütle miktarları üzerine kurulu yeni bir yöntem önermişlerdir. Aspen Plus bilgisayar programı yardımı ile bu yeni metodu bilgisayarda çeşitli prosesler için (elektrik, hidrojenli yakıt pilleri) uygulamışlardır. Makalelerinde enerji ve ekserji içeren malzemelerin ve akışların fiyatlarını tartıştıktan sonra geliştirdikleri EXCEM analizini anlatmışlardır. Buna göre sisteme değişik miktarlarda ekserji, enerji, maliyet ve kütle oranları girerken, sistemden değişik oranlarda bunlar çıkmaktadır. Bu miktarların denge denklemleri, giren ve üretilenin toplamından çıkan ve tüketilenin çıkarılması ile biriktirilen miktar elde edilir. Sürekli akışlı sürekli açık sistemler için biriktirilen miktar sıfırdır. Açık ya da kapalı bir sistem için, giren kütleden çıkan kütle çıkarıldığında biriken kütle, giren entropi ile üretilen entropi toplamından çıkan entropi çıkarılırsa biriken entropi miktarı elde edilir. Aynı şekilde giren enerji veya ekserjiden çıkan enerji veya ekserji çıkarılırsa biriken enerji veya ekserji, giren ve üretilen maliyetlerin toplamından çıkan maliyetler çıkarılırsa biriken maliyetler elde edilir. Üretilen maliyetler burada sistemdeki prosesin oluşumu ve tamir bakım işletmesi için harcanan maliyetlerdir (Rosen ve Dincer, 2003). Maliyetler dışındaki değerler bilimsel fonksiyonlar ve bilimsel ilişkilerle tanımlı oldukları halde, maliyetler subjektif olup sistemin tipi ve amacına göre ve diğer ekonomik faktörlere bağlıdır. Ayrıca makalelerinde çeşitli cihazlardan örnekler vermişlerdir. Örneğin bir pompa için giren maliyetler akışkan maliyeti ve elektrik maliyeti olup (adyabatik kabulü ile) çıkan maliyet akışın ve elektrik maliyetinin üretilen maliyet ile toplamından oluşmaktadır (Rosen ve Dincer, 2003).

Ballı, (2008) doktora tezinde kojenerasyon tesislerinin enerji, kullanılabilirlik (ekserji) ve ekserjoekonomik analiz yöntemlerini kullanarak performansını değerlendirmiştir. Eskişehir’de kurulmuş bulunan bir kojenerasyon tesisi (birleşik ısı güç sisteminin (örnek çevrime yüksek ve alçak basınç türbinleri eklenmiş) (CHP)) ile çift yakıtlı (gaz-dizel) dizel motorlu bir trijenerasyon tesisini incelediği bu çalışmasında her iki tesisin ekserji ve termoeekonomik analizini belli bir çalışma durumu için ayrıntılı bir şekilde yapmıştır. Ayrıca her iki sistem için enerji performansı değerlendirme parametrelerinden enerji verimi, izafi enerji kayıp oranı (cihazdaki enerji kaybının tüm sistemdeki enerji kaybına oranı), yakıt enerjisi tüketim oranı (cihazdaki enerji kaybının sisteme verilen enerjiye oranı), giren enerji kayıp oranı, enerji iyileştirme potansiyeli, enerji kaybının ekonomik değeri, güç ısı oranı ve yakıt enerjisi tasarruf oranı hesaplanmıştır. Ekserji performansı değerlendirme parametrelerinden ekserji verimi, izafi ekserji kayıp oranı (cihazdaki ekserji yıkımı ve kaybının tüm sistemdeki ekserji yıkımı ve kaybına oranı), yakıt ekserjisi tüketim oranı, giren ekserji kayıp oranı, ekserji iyileştirme potansiyeli, ekserji kaybının ekonomik değeri, güç ısı eksejisi oranı ve yakıt ekserjisi tasarruf oranı (bu tezdeki YEKO) hesaplanmıştır. Ekserjoekonomik performans değerlendirme parametrelerinden, yakıt ve ürünün ortalama birim maliyetleri, ekserji kaybı maliyetleri, ekserji yıkım maliyetleri, izafi maliyet farkı (cihaza giren ve çıkan maliyetin farkı) ve ekserjoekonomik faktör hesaplanmıştır (Ballı, 2008). Absorbsiyonlu soğutma ünitesi ayrıntılı anlatılmamış ve tek bir cihaz (bu tezde olduğu) gibi ele alınarak sistem analizi yapılmıştır. Kojenerasyon tesisinin kuruluş tasarımına göre enerji verimi % 50,04 iken mevcut çalıştırma şartlarında % 40,78, trijenerasyon tesisinin enerji verimi % 58,89 olarak hesaplanmıştır. Ekserji verimleri ise kuruluş tasarımına göre % 42,21 iken mevcut çalıştırma şartlarında % 39,22, trijenerasyon tesisinin ekserji verimi ise % 36,13 olarak hesaplanmıştır. Sistemlerin veriminin artırılması için proses buhar hattındaki basınç düşürme valflerinin ve orta basınç buhar kolektörünün sökülerek yerlerine bir orta basınç buhar türbinin konmasının ekserji verimini % 39,22’den % 41,73’e çıkaracağı hesaplanmış ve önerilmiştir. Trijenerasyon tesisinde ise dizel yakıt yerine daha ucuz olan fuel oil kullanılması önerilmiştir (Ballı, 2008).

Yörü, (2008) doktora tezinde kojenerasyon sistemlerinde yapay sinir ağları uygulamasını ve ekserji analizini yapmıştır. Ege seramik fabrikasındaki bir adet Taurus 60 modeli 4,6 MW ve iki adet her biri 4,2 MW’lık Centaur 50 modeli gaz türbinlerinden oluşan kojenerasyon sistemi incelenmiştir. Türbinlerin çıkışlarından gelen sıcak egzoz gazları ile kurutma yapılmakta ve ayrıca iki adet atık ısı geri

kazanım cihazı ile sıcak su ve buhar ihtiyacı karşılanmaktadır (Yörü, 2008). Birinci gaz türbinine 18,672 kg/s, ikinciye 17,789 kg/s ve üçüncüye 17,728 kg/s hava ve sırasıyla 0,284 kg/s, 0,274 kg/s ve 0,273 kg/s doğalgaz verilmektedir. Yani sisteme toplam 54,189 kg/s hava ve 0,831 kg/s doğalgaz verilmektedir. (Bu durumda hava fazlalık katsayısı (kütlesel) % 292,8 olmaktadır). Kojenerasyon sisteminin enerji verimi % 82,28 (AID için) ekserji verimi % 34,74 olarak bulunmuştur. Termoeconomik analizleri ise sadece akışların bir saatlik maliyet değerleri bulunmakla yetinilmiş ve optimizasyon yapılmamıştır (Yörü, 2008).

Elhanan, (2006) doktora tezinde yaptığı termoeconomik çözümlemede absorpsiyonlu soğutma için atık egzoz gazlarının kullanılması ile üçlü üretimi (trijenerasyon) incelemiştir. Bileşik ısı güç üretimi sisteminde amonyak su çevrimli absorpsiyonlu soğutma sisteminin değişik kompresör sıkıştırma oranları (8, 10, 12) ve değişik doğal gaz yakıt fiyatları (0,15, 0,20, 0,25 \$/m³) için, yedi değişik durumu göz önüne alarak, sistemin kendini 7–9 yıl arasında geri ödeyebileceğini hesaplamıştır (Elhanan, 2006). Bu çalışmada optimizasyon yapılmamış, termoeconomik analiz yapılmıştır.

Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) makalelerinde SPECO metodunu, literatürdeki yerini ve ayrıntılarını açıklamışlardır. SPECO metodunda her bir cihazın yakıt ve ürünü tanımlanarak sistemin ve cihazların giren çıkan tüm ekserji akışları hesaplanır ve işletme biliminin temel metodları maliyet hesabına uygulanır. Cihazın verimini ürünün yakıtı bölünmesi olarak alıp her akışın maliyetini her cihazın maliyet dengesinden ve yardımcı denklemlerden hesaplamışlardır (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Cihaza giren ekserjinin maliyetinin bilindiği ancak birden fazla çıkan ekserji akışlarının maliyetinin bilinmediği kabulü ile yardımcı denklemlerin oluşturulması gereklidir. Bunun içinde literatürde verim ve yardımcı maliyet denklemleri için birçok metod önerilmiştir. Bu metodlar iki grupta toplanabilir. Birincisi ekserjoekonomik hesaplama ki bunda amaç ürün akışlarının maliyetinin hesaplanması, sistem ve cihazların hesap ve değerlendirilmesi ve iterativ optimizasyondur (bu tezde her üçü yapılmıştır). İkincisi ise Lagrange temelli yaklaşım ki buna göre tüm sistemin ve marjinal maliyetlerin optimizasyonu amaçlanır (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Lazzaretto ve Tsatsaronis'e, (2006) göre ekserjoekonomik hesaplama yöntemini kullanan tüm araştırmacılar, sadece toplam ekserji değerlerini kullanmış ve

tecrübelerden, varsayımlardan ve sistemin amaçlarından elde edilen maliyet denklemlerini kullanmışlardır. Son giren ilk çıkar (LIFO-last in first out) hesaplama yöntemi de önerilmiş, buna göre her cihaz için yakıt, ürün ve maliyetler her bir maddesel ve maliyet akışı için tanımlanarak hesaplanır. Bu yolla her cihazın ve buna ait akışların lokal maliyetleri de bulunur. SPECO yaklaşımında ise bu metod madde ve enerji akışlarına değil ekserji akışlarına uygulanır. Böylece her cihazın yakıt ve ürünü hem ortalama maliyetler hem de lokal ortalama maliyetler için tanımlanabilir ve bunun için gereken maliyet denklemleri formüle edilebilir (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Lagrange metodunu kullanan ikinci grup ise cihazların yakıt ve ürün etkileşimini içeren fonksiyonel yapıyı geliştirmeye çalışmışlardır (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Yapısal teori de denilen, maliyetlerin oluşum sürecinin tanımlanmasına dayanan bu yöntemde Lagrange çarpanlarından optimumlar ve marjinal maliyetler hesaplanır. Lagrange temelli yaklaşım matematiksel teknikler kullanarak maliyetleri bulmaya çalışırken, ekserjoekonomik metod işletme biliminin temel ilkelerini kullanır. Her iki yöntemde yakıt ve ürün tanımlamaları aynı şekilde yapıldığından hesaplanan maliyetler (çok sınırlı farklarla) aynıdır (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Yakıt, ürün ve maliyet denklemleri reçete olarak verildiğinden ve tüm literatür (çoğu demek daha doğrudur), bu reçeteleri kullandığından, cihaz seviyesinde yakıt, ürün ve maliyet denklemlerinin geliştirilmesine ihtiyaç vardır. Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) makalelerinde bu ihtiyacı gidermek için cihazların her birinin tek tek yakıt ürün ve maliyet denklemlerini tüm sistemden bağımsız olarak hesaplamışlardır.

Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) göre SPECO metodun da üç adım vardır. Birinci adımda ekserji akışlarının tanımı yapılır. Maddesel akışın toplam ekserjisi hesaplanır. İstenirse termal, mekanik ve kimyasal ekserjiler olarak her akış için ayrı ayrı hesaplanabilir ancak bu elde edilecek genel sonuçları etkilemediği gibi hesaplamaların doğruluğunu kanıtlama ve güçlendirme dışında bir fayda getirmez (bu aslında aşağıda açıklanan MOPSA yöntemine verilen bir cevap ve eleştiridir). İkinci adımda ürün ve yakıt tanımlanır. Ürün ekserji değeri içeren tüm çıkan ve giriş çıkış arasındaki ekserji değeri artan akışlardır. Yakıt ise tüm giren ekserji değerleri ile giriş çıkış arasındaki ekserji azalışları toplamından artışlarının çıkarılması ile elde edilir. Cihazların performansının hesabında giren çıkan ekserji farklarının hesabı önemli olup verimlerinin hesabı içinde önemlidir (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Üçüncü adımda maliyet denklemleri hesaplanır. Giren çıkan ekserjiler, iş ve ısı transferi ile ilişkili ekserji aktarma oranı maliyetleri hesaplanır. Maliyet denklemleri ile ilişkili ekserji maliyetleri her cihaz için ayrı ayrı hesaplanır (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) göre, bir ürün üreten üretici cihazlardan başka, termodinamik bir ürün üretmeyen ve ekserji harcayan cihazlarda vardır. Gaz temizleme üniteleri, genişleme valfleri, soğutucular gibi cihazlara (termodinamik bir ürün tanımlanamadığından) harcayan cihazlar denmektedir. Bunlar sadece tüm sistem göz önüne alındığında anlam kazanmaktadır. Örneğin soğutucu tek başına termodinamik bir ürün üretmeyip ancak gaz türbini çevriminde kompresör önüne konduğunda elde edilen net gücü artırıp kompresöre harcanan gücü düşürdüğünden bir ürün üretme durumunda olmaktadır. Bu yüzden bu ekserji harcayan cihazlar sadece destek oldukları cihaz ile beraber tek cihazmış gibi düşünülüp maliyetleri destek oldukları cihaza eklenmelidir (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) makalelerinde ayrıntılı bir şekilde optimizasyon problemini matrislere dönüştürmeyi açıklamış, ve SPECO metodunu diğer yaklaşımlar ile karşılaştırmışlardır.

Açık seçik ve sistematik bir maliyet hesabına duyulan ihtiyacın önemi özellikle cihaz seviyesinde çok büyüktür. Yakıt ve ürün tanımlarının bazı cihazlar için açık seçik yapılamaması bazen yanlış (termodinamik ve ekonomik) sonuçlara götürmektedir (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Termoekonmik analizde açık seçiklik için duyulan ihtiyaç üç temel uygulama için şöyle düşünülmelidir. Sistemin yapısının ve tasarımının değişkenlerinin optimizasyonu için, sistemin çalışma şartlarının optimizasyonu için ve sistemin çalışma esnasındaki verimsizliklerin ve düzensizliklerin teşhisi için düşünülmelidir. İlk iki durum için yani minimum maliyet ve optimum tasarım veya verim için açık seçik bir prosedure ihtiyaç vardır. Bu ikisi açık seçik yapıldığında çalışma esnasındaki verimsizlik ve düzensizlikler de azalacaktır. Sonuç olarak maliyet kavramı kaçınılmaz bir şekilde subjektiftir. Ancak maliyet kavramı tüketim kavramı ve prosesi ile yakından ilişkilidir (Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

Kim ve diğ., (1998) makalelerinde yeni bir metod (MOPSA-modified productive structure analysis) önererek akışları termal, kimyasal, mekanik ve entropi üretim

akışlarına bölüp, her bir akışın birim ekserjisinin maliyetini ortaya koymuşlardır. Bu metod her cihaz ve bu cihazların akışlarının birleşim noktaları için maliyet denklemlerini ortaya koymayı sağlamaktadır. Diğer termoeconomik yöntemler bir akışa tek bir maliyet belirlerken, bu metotta akışın ekserji çeşidine (fiziksel, kimyasal, mekanik gibi) maliyet belirlenebilmektedir. Tüm sistemdeki ekserji akışları için maliyet dengeleri kurulabilmekte, böylece maliyetlerin oluşum sürecinde cihazlar arasındaki etkileşimlerde ortaya konabilmektedir (Kim ve diğ., 1998). Her ekserji çeşidinin maliyetinin hesaplanması ile kayıp maliyetler her cihaz ve sistem içinde hesaplanabilmektedir. Buna göre termomekanik ekserji, mekanik ve termal olmak üzere ikiye ayrılabilir (Kim ve diğ., 1998).

MOPSA metodunu 1000 kW gücündeki gaz türbinli kojenerasyon sistemine uygulamışlardır (Kim ve diğ., 1998). Bu kojenerasyon sisteminde kompresör, ara soğutucu, türbin, atık ısı kazanı (ısı değiştirici), yakıt kompresörü, su enjeksiyon (yanma odasına) sistemi ve baca mevcuttur. Giren havanın kütlesi 5 kg/s ve hava yakıt oranı (kütlesel) 60 (yani kütlesel hava fazlalık katsayısı % 269,44) alınmıştır (Kim ve diğ., 1998). Maliyet denklemleri her bir cihaz için kurulduktan sonra bir matris ile ifade edilerek çözülmüştür. Kim ve diğ., (1998) bu çalışmalarında cihazların ömrünü 15 yıl ve faiz oranını % 10 aldıklarından buldukları değerler bu tezde bulunanlar ile karşılaştırılabilir değildir. Elektrik maliyetini 0,05854 \$/kWh ve buhar maliyetini 0,01395 \$/kg bulmuşlardır (Kim ve diğ., 1998).

Gaz türbinli kojenerasyon çevrimlerinin termoeconomik analizinde SPECO ve MOPSA yöntemlerini CGAM problemine uygulayan birçok çalışma mevcuttur. CGAM problemine her ikisini uygulayan Kwon ve diğ., (2001) elde ettikleri sonuçları karşılaştırıp yorumlamışlardır. Uyguladıkları SPECO yönteminde her bir akışın birim kütlesinin maliyetleri bu akışlar termal ve mekanik şeklinde iki bileşene ayırdıktan sonra elde etmişlerdir. Daha sonra birim kütlenin maliyetinin sahip olduğu ekserjisi ile ilişkilendirilmiş ekserji maliyetleri denklemleri giren çıkan (yakıt-ürün) yardımcı denklemleri ile ortaya çıkarılıp, bu şekilde her bir akışın maliyet oranları ve ortalama birim maliyetlerini bulmuşlardır (Kwon ve diğ., 2001). Ayrıca her bir cihazın maliyet denklemlerinden hareketle tüm sistemin maliyet denklemlerini çıkarmışlardır. MOPSA yönteminde ise her bir cihazın ekserji dengesi maliyet ile ilişkilendirilerek yazmış ve diğer denklemleride ekserji akışlarının kesiştiği noktalardan ve tüm sisteme giren ve çıkan akışların dengesinden oluşturmuşlardır. Bu denklemleri çözerek ürünün birim maliyetini hesaplamışlardır. SPECO yönteminde buldukları

birim elektrik maliyetleri MOPSA yönteminden % 6-11 civarında daha düşük olduğunu açıklamışlardır (Kwon ve diğ., 2001). Atık ısı geri kazanım cihazının kullanılmamasının yani buhar üretimi yapılmaması durumunda SPECO yönteminde birim elektrik maliyetinin değişmeyeceğini MOPSA yönteminde ise ciddi bir artış (8,48 \$/GJ'dan 12,91 \$/GJ'a) olacağını iddia etmişlerdir. SPECO yönteminin bu zayıflığı bu tezde elde edilen buhar gelirinin toplam giderlerden düşülmesi yoluyla elektrik fiyatlarının hesaplanması yöntemi kullanılarak (çoğu literatürde de böyle yapılmıştır) giderilmiştir. Araştırmacılar cihazların ve kurulumun yani toplam kurulum maliyetlerinin ürün maliyeti üzerinde çok etkili olduğunu, her bir cihaz için (özellikle türbin ve kompresör maliyetinin) ortaya koymuşlardır. Yakıt maliyetinin ürün maliyeti üzerine olan etkisinin daha az olduğunu bulmuşlardır. Bu yüzden maliyetlerin tasarıma duyarlı ve çok etkili olduğunu belirtmişlerdir (Kwon ve diğ., 2001).

Termoekonomi kavramı ilk olarak 1960'lı yıllarda ortaya atılmış ve özellikle 1990'lı yıllarda C.Frangopoulos (1993), G.Tsatsaronis(1993), A.Valero (1989) ve M.Spakovsky (1993) tarafından geliştirilmiştir. Adlarının baş harflerinden oluşan CGAM problemi denilen rekuperatörlü gaz türbinli bir kojenerasyon sistemini, basit ve tanımlı optimizasyon problemi şeklinde tanımlayarak, her birinin kendine ait çözüm yollarını karşılaştırıp kendi optimizasyon yöntemlerini önermişlerdir. Bu sistem 30 MW elektrik ve 14 kg/s, 2 MPa basınçta doymuş buhar kapasitesinde olup her bir araştırmacının optimizasyon metodu benzer sonuçlar vermiştir (Moran ve Tsatsaronis, 2000). Bu optimizasyon metodlarında ve çalışmalarında maliyet denklemlerini kullanmışlardır.

C.Frangopoulos (1993), termoekonomik fonksiyonel yaklaşım (Thermoeconomic Functional Approach) yöntemini önermiş olup, bu yöntemi matematiksel optimizasyon Lagrange çarpanları metoduna dayanmaktadır. Sistemin uygun ve yeterli bir simülasyonu ile amaç fonksiyonunun birinci dereceden türevleri yoluyla optimizasyon yapılır. Bunun için sistem, alt sistemlere bölünerek, bu alt sistemlerin her birinin bir çeşit ürünü olduğu kabul edilerek maliyet dengeleri kurulur ve elde edilen denklem takımı çözülür.

Valero ve diğ., (1989) ekserji maliyeti (Exergetic Cost) yöntemi ile toplam ekserji maliyetleri (Exergetic Cost-disaggregating Methodology) yöntemlerini önermişlerdir. Lagrange çarpanları metoduna dayandırdıkları her iki termoekonomik optimizasyonlarında kullanılabilirlik maliyetini geliştirmişlerdir. Sistemdeki akışların

yakıt maliyetlerindeki değişimin ortaya konması ile sistemin ve cihazlarının daha iyi anlaşılabilceği ve sistem için yakıt-ürün-kayıp matrisleri oluşturarak Lagrange çarpanları metodu ile optimizasyon önermişlerdir. Ekserji maliyeti teorisi bir dizi önerme ve kabul üzerine kuruludur. Sistemin tüm akışlarının (malzemeli veya malzemesiz) hesaplanabilmesi mümkün olup ilk adım olarak sistem alt sistemlere bölünür. Daha sonra her bir alt sistem için verilen ve alınan (yakıt ve ürün) enerji tanımlanır. Toplam ekserji maliyeti teorisinde ise maliyetler cihazların her birinde ortaya çıkan entropi üretimi oranında dağıtılır.

G.Tsatsaronis (1993), sistem üzerinde değişken parametreler seçerek, iterasyona bağlı ekserjoekonomik yöntem de denilen, bir optimizasyon yöntemi geliştirmiştir. Bu yöntemin özgül maliyet ve ortalama maliyet olmak üzere birbirine yakın iki çeşidi vardır. Ortalama maliyetli ekserjoekonomik yöntem ekserji maliyeti yöntemine benzemektedir. Buna göre her bir akışın maliyeti farklıdır ve bir akışa ekserjisini artırmak üzere enerji verildiğinde maliyeti de artmaktadır. Sistemden tek bir ürün elde edilip maliyeti ona göre hesaplanmakta, birden fazla ürün söz konusu olduğunda ise maliyet buna göre bölüşülmektedir. G.Tsatsaronis (1993), iterativ metodunu ekserjoekonomik değişkenler (maliyet ve verim gibi) üzerine kurup bunların optimizasyonunu yapmaya çalışmıştır. Bunu yapmak içinde sistemin her cihazının izole edilip, maksimum verim ve minimum çalışma şartları maliyeti bulunup, daha sonra tüm sistemin optimizasyonu bu optimumlar üzerine yapılmıştır ki bu tezde bunun söz konusu çevrimde doğru sonuçlar vermediği gösterilmiştir.

Tsatsaronis ve Moran, (1997) makalelerinde ekserji ile ilişkili değişkenlerin, termal sistemlerde maliyeti nasıl minimize edeceklerini araştırmışlardır. Buna göre ekserji verimini de içeren bu değişkenler ekserji yıkımı ve kaybı oranlarını da içermektedir. Ekserji yıkımı ve kaybı ile ilişkili maliyet oranları, kurulum ve tamir bakım çalıştırma maliyetleri ve birim maliyetleri ile ekserjoekonomik faktörünü de içermektedir. Bunun için iterativ ekserji hesabı yardımıyla maliyet minimizasyonu metodunu önermişlerdir.

Lazzaretto ve Tsatsaronis, (2006) makalelerinde, Tsatsaronis ve Lin'in 1990'da özgül ekserji maliyeti ve ortalama maliyeti (SPECO/AVCO-specific cost/average cost) yaklaşımını önerdiklerini açıklamışlardır. Ancak Lazzaretto ve Tsatsaronis 1990'dan sonra ayrı ayrı başka araştırmacılarla beraber maliyet denklemlerini subjektiflikten kurtarmaya çalıştılsa da literatürde bunun başaramadığı

belirtilmektedir (Vieira ve diğ., 2004). SPECO/AVCO metodunun bu başarısızlığını gidermek için Kim ve diğ. (1998) tarafından önerilen MOPSA (modified productive structure analysis) ve Rosen ve Dincer (2003) tarafından önerilen EXCEM (exergy cost energy mass analysis) metotları da subjektif ve karmaşık termal sistemlere uygulanamaz olmaktan kurtulamamıştır.

El-Sayed ve Gaggioli'ye, (1989) göre termoekonomi iki temel metod uygular. Bunlar cebirsel metod ile integral hesap metodlarıdır. Cebirsel metotta her zaman cihazların maliyet denklemleri kullanılır ve ortalama maliyet üzerine bilgiler verir. İntegral hesap yönteminde ise diferansiyel denklemler kullanılarak akış maliyetleri her bir akış ve cihaz için hesaplanır ve marjinal maliyetler bulunur. Burada en çok Lagrange çarpanları metodu kullanılır (Vieira ve diğ., 2004). Cebirsel metottaki cihazların maliyet denklemleri tanımları gereği subjektiftir.

İntegral hesap metodu da genelde Lagrange çarpanları tekniğine dayandığı ve her bir cihazın matematiksel fonksiyonunun tanımına dayandığından yine subjektif olup cihazların izolasyonunun yapılması başarılı olmadığında iterativ adımlarda büyük hatalar ortaya çıkmaktadır. Bu problemin çözümü için C.Frangopoulos (1993), 1983'te doktora tezinde çalıştığı termoekonomik fonksiyonel yaklaşımını önermiştir. Buna göre her cihaz için bir fonksiyon ve bir ürün tanımlanarak maliyet denklemi ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır. Ancak ikinci kanun uygulamasında Lagrange çarpanları optimizasyon sürecinde küçük değişiklikler göstermesine rağmen her bir cihaz için bir fonksiyondan oluşan fonksiyonel diyagram araştırmacıya göre değişiklik göstermekte yani subjektif kalmakta ve sistem karmaşıktıkça birden çok akışın olduğu cihazlarda zorluklar ortaya çıkmaktadır (Vieira ve diğ., 2004).

El-Sayed ve Gaggioli, (1989) ise termal sistemi tanımlayan Lagrange çarpanları sisteminin parçalara ayrılarak kendisini oluşturan alt sistemlere ait değişken parametreler belirleyerek yerel (alt sistemlerin lokal) optimizasyonunu geliştirmiştir. Bu şekilde her bir cihaz için optimal maliyetler ve ekserji dengeleri ortaya çıkarılarak buradan tüm sistemin optimizasyonunu yapmaya çalışmıştır. Bu aslında Lagrange çarpanları yönteminin uygulama yöntemlerinden biridir ve aynı problemler burada da ortaya çıkmaktadır (Vieira ve diğ., 2004).

Maliyet denklemlerinin subjektif olmalarının sebeplerinden biri de fiyatların devamlı piyasalarda dalgalanması ve ülkeden ülkeye firmadan firmaya değişmesidir. Örneğin

son iki yıl içerisinde petrol fiyatları 20 \$/varil ile 160 \$/varil arasında dalgalanmıştır. Ayrıca demir çelik fiyatlarında önce üç kat civarına çıkmış daha sonra yarı yarıya düşmüştür. Bunların yanında Çin'in sınır tanımayan rekabeti hatta demir çelik fiyatına makinalar satması ve ülkelerin yatırımlara uyguladığı farklı teşvik ve vergilendirmeler kojenerasyon tesislerinden elde edilecek elektriğin maliyet hesabı için maliyet denklemlerinin kurulmasını ve hesaplanmasını büyük ölçüde zorlaştırmıştır.

Tsatsaronis ve Moran (1997) termoeconomik optimizasyonun maliyet denklemleri ile yapılmasının maliyet denklemlerinin tüm maliyetler piyasadan elde edilse bile termodinamik faktörlerle uygun bir şekilde bir fonksiyon olarak ifade edilmesinin çok zor olduğunu belirtmişlerdir. Her çeşit çevrim için maliyetleri içeren maliyet denklemleri matematiksel modelin kurulmasının imkânsız olduğunu ancak basit çevrimlerde bunun başarılabilirliğini bu yüzden maliyet denklemlerini içermeyen iteratif yöntemin en iyi ancak çok fazla yorucu ve vakit alıcı yöntem olduğunu belirtmişlerdir (Tsatsaronis ve Moran, 1997).

Cerqueira ve Nebra (1999), CGAM çevrimini yukarıdaki dört termoeconomik metoda göre analizini yapıp karşılaştırmışlardır. Buna göre termoeconomik fonksiyonel yaklaşım metodu diğerlerinin arasında ortalarda bir sonuç verirken (7,1 \$/GJ), tüm ekserjetik maliyetler yöntemi en pahalı güç maliyetini (8,2 \$/GJ) vermektedir. Ekserjinin bir bütün olarak alındığı yöntem olan ekserji maliyetinde atılan egzoz gazı maliyeti sıfır olarak alınırken, atık ısı geri kazanım cihazında tüm tersinmezliklerin olduğu ve burada asıl kayıpların ortaya çıktığı sonucu çıkarılmakta ve bu yöntemde güç maliyeti (6,99 \$/GJ) olarak en ucuz maliyet olmaktadır. Ekserjoekonomik yöntem de düşük maliyetler (7,18 \$/GJ), sonucunu vermektedir (Cerqueira ve Nebra, 1999).

Kwak ve diğ. (2004) CGAM problemini, MOPSA ve SPECO/AVCO metodlarını uygulayarak bu bulgularını, Torres ve diğ.'nin (1996)'da bulduğu bulgularla karşılaştırmışlardır. Buna göre üretilen birim elektrik maliyeti Torres ve diğ., (1996) 7,42 \$/GJ, MOPSA yöntemi uygulandığında 8,46 \$/GJ, SPECO/AVCO yönteminde 7,80 \$/GJ, olarak bulmuşlardır (Kwak ve diğ., 2004).

Tsatsaronis ve Moran, (1997) CGAM problemi üzerine yaptıkları çalışmada temel tasarım için her bir akışın ekserjisi hesaplanıp akış maliyetleri ve birim ekserji

maliyetlerini Bejan ve diğ.'nin, (1996) verdikleri maliyet denlemlerini (karşılaştırma amaçlı) kullanarak hesaplamışlardır. Birinci iterasyonda kompresör sıkıştırma oranı 10, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0,86, rekuperatör çıkış sıcaklığı 850 K ve yanma odası çıkış sıcaklığı 1520 K alınmıştır. İkinci iterasyonda kompresör sıkıştırma oranı 9, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0,85, rekuperatör çıkış sıcaklığı 870 K ve yanma odası çıkış sıcaklığı tekrar 1520 K alınmıştır. İkinci iterasyonda elde edilen maliyetler % 8 civarında düşmüştür. Üçüncü iterasyonda kompresör sıkıştırma oranı 7, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0,83, rekuperatör çıkış sıcaklığı 910 K ve yanma odası çıkış sıcaklığı 1480 K alınmıştır. Üçüncü iterasyonda elde edilen maliyetler % 12 civarında düşmüştür. Ek iterasyonlarla kompresör sıkıştırma oranı 5,77, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0,811, rekuperatör çıkış sıcaklığı 910,2 K ve yanma odası çıkış sıcaklığı 1463 K alınarak maliyetler % 2 civarında daha düşmüştür. Başlangıçtaki temel tasarım maliyetleri ile optimizasyon sonucunda elde edilen maliyetler arasında % 22 civarında bir düşüş mevcuttur. Ekserji verimi ise % 50,3'ten % 45'e düşmektedir (Tsatsaronis ve Moran, 1997). Bu araştırmacıların bu makalede ulaştıkları sonuç şöyle özetlenebilir. Kompleks sistemlerde bu matematik modeller kullanılmamalıdır yoksa hatalı sonuçlar vermektedir, bundan kaçınmak için sistem alt sistemlere bölünerek alt sistem optimizasyonu denenebilir (bu yöntemin global optimumu vermediği bu tezde gösterilmiş olup, ayrıca bir alt sistemin optimum çalıştığı değerler ona bağlı çalışan diğer alt sistemlerin optimum değerlerinden çoğunlukla çok farklı olmakta bu da tüm sistemin çalışma şartlarını kötüleştirmektedir), ya da maliyet denklemleri kullanmadan bu tezde yapıldığı gibi termoekonomik iteratif yöntem kullanılabilir. Ayrıca tasarımda bazı değişiklikler yapılarak ta maliyetleri düşürmek mümkündür (Tsatsaronis ve Moran, 1997).

Hua ve diğ., (1997) makalelerinde enerji sistemlerinin optimizasyonu için yeni bir ekserji ekonomik yaklaşım önermişlerdir. Bu yaklaşımı da CGAM problemi üzerine uygulamışlardır. Buna göre sistem ikili alt sistemlere bölünerek optimizasyon süreci basitleştirilir. Bu alt sistemler optimize edilip tüm sistemin optimizasyonu yapılmaya çalışılır. Karmaşık sistem ana alt sistem ve ek alt sistem olarak iki sisteme ayrıldıktan sonra optimizasyon her bir alt sistem için (amaç fonksiyonu yazılarak) yapılır. Birinci alt sistem ya da cihaz optimize edildikten sonra elde edilen değerler ikinci alt sistem veya cihaz için kullanılır ve ikincinin optimizasyonu yapılır. Ek alt sistemin optimum değerlerini ana alt sistemin optimum değerleri kullanıldığında kötüleşiyorsa, iki alt sistemin ortalama optimum değerlerini bulmak için ana alt

sistemin optimum değerleri değiştirilir. Bu süreç her iki alt sistemin değerlerini tek tek optimumlara yaklaşana kadar sürer. Bu şekilde tüm sistemin optimizasyonu yapılmış olur, şeklinde bir yöntem öne sürmüşlerdir (Hua ve diğ., 1997). Araştırmacılar bu metodu CGAM problemine uyguladıklarında ana altsistem olarak kompresör, yanma odası ve türbin, ek alt sistem olarakta rekuperatör ve atık ısı geri kazanım cihazını tanımlamışlardır. Ana alt sistemin ana ürünü elektrik olup amaç fonksiyonu buna göre kurularak kompresör sıkıştırma oranı, yanma odası çıkış sıcaklığı ve kompresör ve türbin izentropik verimleri üzerinden optimizasyonları yapılır. Ek alt sistemin optimizasyonu ise rekuperatör çıkış sıcaklığı üzerinden yapılır. Bu şekilde ana alt sistemin optimizasyonundan (850 K rekuperatör çıkış sıcaklığı için) elde edilen değer rekuperatör çıkış sıcaklığı değiştirilerek iterasyonla optimize edilmeye çalışılır (Hua ve diğ., 1997). İki alt sistemin optimizasyonundan sistemin optimizasyonu elde edilir düşüncesinin doğru olmadığı bu araştırmacıların bulduğu optimum değerlerin bu tezde bulunan ve CGAM problemine adını veren dört araştırmacının bulgularından çok uzak değerler elde etmelerinden de anlaşılmaktadır.

Benzer bir çalışmayı Hua ve diğ., (1997)'nin adını anmadan (belki de haberleri olmadığı için) Lazzaretto ve diğ., (2010) yayınladıkları makalelerinde açıklamış ve katkıda bulunmuşlardır. Enerji sistemlerinin alt sistemlere nasıl bölüneceğini ve lokal-global optimizasyonun nasıl düşünümesi gerektiğini açıklamışlardır. Sistemin alt sistemlerinin lokal optimizasyonu ile bunların birkaç iterativ adımla tüm sistemin global optimizasyonunu sağlamasının garanti olduğunu ileri sürmüşlerdir (Lazzaretto ve diğ., 2010). Bu yüzden makalelerinde ilk adımın bir sistemin nasıl fiziksel alt sistemlere bölünmesi gerektiğini açıklamışlardır. Bunun için ne kadar çok sayıda alt sistem saptanırsa her birinin optimizasyonu o kadar basit ve kolay olur. Tüm sistemin global optimizasyon probleminin amaç fonksiyonu alt sistemlerin amaç fonksiyonlarının lineer kombinasyonu şeklinde ifade edilmelidir ki, her bir alt sistemin ayrı ve bağımsız düşünümesi o alt sistemin diğer alt sistemler üzerindeki etkisini gözden kaçırmamalıdır (Lazzaretto ve diğ., 2010). Sistemin alt sistemlere bölünmesi lokal optimizasyon probleminin daha az karar değişkeni ile çözümlerini sağladığı gibi modeli basitleştirir, ancak tüm sistemin optimizasyonunda bu alt sistemin diğer alt sistemler üzerine olan etkisini ortadan kaldırdığı içinde zorluklar ortaya çıkarır. Bunları aşmak içinde sistem iki alt sisteme bölünür ve alt sistemlerin sınırları çizilir (Lazzaretto ve diğ., 2010).

Lazzaretto ve diğ., (2010) göre enerji dönüşüm sistemlerini fiziksel alt sistemlere bölmenin üç değişik yöntemi vardır, ve bunları makalelerinde uygulamaları ile açıklamışlardır. Bu yöntemlerin birincisi termal sistemi iki alt sisteme bölme, ikincisi akışların ikili alt sistemlere bölünmesi ve üçüncü yöntem de sistemin aşırı yüklü iki alt sisteme bölünmesidir. Termal sistemin iki alt sisteme bölünmesi işlemi iki veya daha fazla bağımsız akışın ısı alışverişi yolu ile birbirini etkilediği sistemlerde uygulanır (Lazzaretto ve diğ., 2010). Bu durumda atık ısı geri kazanım cihazı veya rekuperatör varsa sistem bu cihazlardan sınırları geçen iki alt sisteme bölünür. Böylece iki alt sistemin atık ısı geri kazanım cihazı veya rekuperatör yolu ile alacakları veya verecekleri ısının sıcaklığı belli olacağından birbirlerini etkileyecekleri bir durum ortaya çıkarılmış olur.

Araştırmacılar bu durumu kombine çevrimli (CHP) bir kojenerasyon çevrimine uygulamışlardır (Lazzaretto ve diğ., 2010). Gaz türbinli (örnek çevrim) Brayton çevrimi ile bu çevrimden çıkan sıcak egzoz gazlarındaki enerjiyi bir atık ısı geri kazanım cihazı vasıtasıyla alan buhar türbinli Rankine çevrimi şeklinde iki termal alt sisteme bölünmüştür (Lazzaretto ve diğ., 2010). Gaz türbinli alt sistem ayrı ve buhar türbinli alt sistem ayrı (Brayton çevrimi ayrı ve Rankine çevrimi ayrı şekilde) çözülmüştür. Böylece iki ayrı alt sistemin sınırları atık ısı geri kazanım cihazının içinden geçer. Brayton çevriminin lokal karar değişkenleri kompresör sıkıştırma oranı ile kompresöre giren hava kütlesi (kısıtı da yanma odası çıkış sıcaklığı) olup, Rankine çevriminin lokal karar değişkenleri pompa çıkış basıncı, buhar kütlesi ve buhar türbini giriş sıcaklığı (kısıtı da buhar türbini çıkışındaki buharın kalitesi) şeklinde alınmıştır(Lazzaretto ve diğ., 2010).

Atık ısı geri kazanım cihazının sıcak ve soğuk akışlarının sıcaklıklarının bilinmesi ve belli değerlerde tutulması gereklidir (Lazzaretto ve diğ., (2010)'nin ekserji analizi yapmadığı ve birinci kanuna göre analiz yapıldığı gözden kaçırılmamalıdır). İkinci metod olan akışların ikili alt sistemlere bölünmesinde gaz türbini ayrı bir alt sistem ve Rankine çevrimi de atık ısı geri kazanım cihazı da katılarak ayrı bir alt sistem olarak düşünülür. Amaç fonksiyonları aynı olup kısıtlar ve sabitler farklıdır. Üçüncü metod olan sistemin aşırı yüklü iki alt sisteme dönüştürülmesi yönteminde aşırı karmaşık olan sistemler dört temel termodinamik dönüşüm (sıkıştırma, ısı verme, genişleme ve ısı alma) göz önüne alınarak sistem iki veya daha fazla alt sisteme bölünür (Lazzaretto ve diğ., 2010). Bu durumda inceledikleri kombine çevrim (CHP) için birinci alt sistem Brayton çevrimi olurken, Rankine çevrimi tek basınç seviyeli

(tek buhar türbini) ve iki basınç seviyeli (yüksek ve düşük basınç türbinleri) alt sistemler olarak düşünülür. Burada cihazların değiştirildiği ve yeni cihazların eklendiği (tek buhar türbini yerine yüksek ve düşük basınç türbinleri, tek pompa yerine yüksek ve düşük basınç pompaları) ve atık ısı geri kazanım cihazına iki giriş iki çıkış değil beş giriş ve beş çıkış yapılarak sistemin değiştirildiği ve yeniden tasarlandığı anlaşılmaktadır. Bu durum var olan bir sistemin optimizasyonundan farklı bir durumdur ve aslında tasarım optimizasyonudur.

Lazzaretto ve diğ., (2010) inceledikleri kombine çevrimde gaz türbinine giren hava kütlesi 65,791 kg/s ve yakıt kütlesi 1,5 kg/s (bu durumda hava fazlalık katsayısı (kütlesel) % 197 civarında) olup, Rankine çevriminin tek basınç seviyeli olması durumu için elde edilen maksimum güç 37295,5 kW ve her üç yöntem için aynı bulunmuştur. Rankine çevriminin iki basınç seviyeli olması durumu için akışların iki alt sisteme bölünmesi ile sistemin aşırı yüklü üç alt sisteme bölünmesi metodları uygulandığında elde edilen maksimum güç ise 38579,5 kW olmaktadır.

Alvarado ve Gherardelli, (1994) CGAM probleminin ekserjoekonomik optimizasyonunu yaptıkları çalışmalarında, alt sistemlerin ve cihazların optimizasyonu yöntemini uygulamışlardır. CGAM problemiindeki değerlerin aynısını alarak ilk adım olarak, sistemi k sayıda alt sistem yada cihaza bölmüşlerdir. İkinci adım olarak, kütle, enerji ve ekserji denklemlerini kurarak sistemin ekserji akışlarını giriş çıkış matrisi şeklinde tanımlamışlardır. Sistem kompresör, rekuperatör, yanma odası, gaz türbini ve atık ısı geri kazanım cihazı şeklinde alt sistemlere bölünmüştür. CGAM yazarlarının kullandığı ekonomik ve termodinamik modeller aynen alınarak kütle, enerji/ekserji dengesi kurulmuştur. Bu tezde de kabul edilen varsayımlar (tam yanma, adyabatik elemanlar (yanma odası % 2 LHV kayıplı) gibi) aynen kabul edilmiştir. Ancak hava ve egzoz gazları ideal kabul edilerek özgül ısılarının sabit olduğu varsayılmıştır ki, bu tezde sıcaklığın fonksiyonu olarak alınmışlardır. Araştırmacılar ilk adım olarak bu hesapları yapacak bir bilgisayar programı oluşturarak, temel tasarım için bu programı kurular (Alvarado ve Gherardelli, 1994). İkinci adım olarak temel tasarım için alt sistemlerin verim ve esneklikleri (birbirlerinden ne kadar etkilendikleri) hesaplanır. Alt sistemler birbirlerinden bağımsız kabul edildiği için esneklik, sadece bir kriter ve optimize edilmesi gereken asıl cihazın ortaya çıkarılması için hesaplanmıştır. Optimizasyon yanma odası optimizasyonu ile başlatılarak (optimum değerleri en fazla etkileyen cihaz (esnekliği en yüksek) olduğu için) giriş ve çıkış sıcaklıkları karar değişkenleri olarak alınıp,

diğer cihazların karar değişkenleri sabit alınmıştır. Üçüncü adımda ise temel tasarımın cihaz maliyeti, ekserji giriş maliyeti ve sistemin amaç fonksiyonu hesaplanır (Alvarado ve Gherardelli, 1994). Dördüncü adımda seçilen yanma odası giriş ve çıkış sıcaklıkları değerleri değiştirilerek amaç fonksiyonunun optimum değerleri bulunmaya çalışılır. Önce giriş sıcaklığı sabit tutularak (850 K) çıkış sıcaklığı değiştirilir, daha sonra giriş sıcaklığı artırılarak optimum değer bulunduğ u değerlere getirilir. Bu şekilde yanma odasının optimum değerleri bulunur ki, bu aslında sistemin lokal optimumudur. Daha sonra diğer cihazların da optimizasyonu yapılarak lokal optimumları bulunur. Bulunan lokal optimumlardan hareketle tüm sistemin global optimumuna ulaşmaya yada yaklaşılmaya çalışılır (Alvarado ve Gherardelli, 1994). (Ulaşmak mümkün olmayıp global optimum lokal optimumlar civarında olmak zorunda değildir.) Araştırmacılar sonuç olarak yanma odası çıkış sıcaklığının maliyetlerin değişimi eğrisini çizmiş ve yanma odası çıkış sıcaklığı 1465 K'den 1525 K'e artarken maliyetlerinde arttığını belirtmişlerdir. Bu yöntemin CGAM yazarlarının bulduğ u sonuçlarla tam örtüşmese de yaklaştığını ancak yoğun çalışma ve cesaret gerektirdiğini belirtmişlerdir (Alvarado ve Gherardelli, 1994).

Ülkemizde yaygın olarak bulunan, büyük ölçekli konvansiyonel yöntemlerle güç üreten tesislerin, bileşik ısı-güç sistemlerine dönüştürülmesi ile enerjiden daha yüksek oranda faydalanma olanağı mevcuttur. Karaali ve Öztürk, (2007) mevcut bir konvansiyonel yöntemle güç üreten tesisin, bölgesel ısıtma için bir kojenerasyon sistemine dönüştürülmesi durumunu tasarlamış ve bu alternatif durumun termodinamik ve ekonomik olabilirliği incelemiş, elde ettikleri sonuçları hem enerji tasarrufu ve çevre etkisi yönünden, hem de ekonomik olabilirliği açısından mevcut sistemle karşılaştırmışlardır. Bu dönüştürme ile temiz çevre ve doğalgaza daha az bağımlılık ile ülke kaynaklarının tasarruf edilebileceği görülmüştür. Elektrik üretmek üzere kurulmuş olan tesisin kojenerasyon tesisine dönüştürülmesi ve çok az bir elektrik üretim miktarından vazgeçilmesi durumunda bölgesel ısıtmasının yapılabileceği ve veriminin de artacağı gösterilmiştir. Bunun için gereken yatırım maliyetleri bir yıl içerisinde geri dönmekte ve yatırımın karlı olduğ u görülmektedir (Karaali ve Öztürk, 2007).

1.4. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisleri Üzerine Bu Tez Kapsamında Yapılacak Çalışmalar

Bu tez kapsamında yapılacak olan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

1) Örnek alınan bir kojenerasyon sistemine yanma havasının ön ısıtılması, yakıt ve yanma havasının ön ısıtılması ve kompresör giriş havasının sıcak egzoz gazları ile absorpsiyonlu sistemle soğutulması, yanma odasına buhar enjekte edilmesi durumlarının termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi ve ihtiyaç duyulan gelir metodu ile de ekonomik analizi yapılacaktır. İhtiyaç duyulan gelir metodu ile ekonomik analizde ana ürünün maliyeti dört adımda hesaplanacaktır. Bunlar toplam yatırımın maliyet hesabı ve tahmini, ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametrelerinin belirlenmesi, ihtiyaç duyulan toplam gelirin hesaplanması ve ürün maliyetinin bu günkü değerlerle hesaplanmasıdır.

Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ön ısıtmalı çevrimlerin farklı hava yakıt ve kompresör sıkıştırma oranları için termoekonomik analizi yapılacak olup bu analiz için performans eğrileri çıkarılıp karşılaştırılacaktır. Giriş havasının buharlaştırmalı (evaporatif) soğutulması durumları ile dış hava şartlarının bu çevrimlerin performansı üzerine etkileri karşılaştırılacaktır. Bunun için sistemlerin tümünün ve sistemleri oluşturan her bir cihazın performansı olmak üzere iki ayrı çalışma yapılacaktır. Değişik hava yakıt ve kompresör sıkıştırma oranlarının güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, maliyet ağırlıklı kullanım faktörü, yapay termal verimlilik, kayıp ekserjilerinin faydalı ekserjilerine oranları, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları ve yakıt tüketimi üzerine etkisi incelenecek ve sonuçları tartışılacaktır. Ayrıca yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları ve bu dört farklı çevrimi oluşturan cihazların güçleri, kayıp enerjileri, yanma odası özgül yakıt tüketimi, atık ısı geri kazanım cihazında üretilen buharın kütlesi ve taşıdığı enerjisinin çevrimlerin performansı üzerine etkisi incelenecektir. Böylece örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerin tek tek avantajları, dezavantajları ve performansları, değerlendirme kriterleri yönünden de karşılaştırılacaktır.

2) Bu çalışmada örnek alınan kojenerasyon sistemine yanma havasının ön ısıtılması, yakıt ve yanma havasının ön ısıtılması ve kompresör giriş havasının sıcak egzoz gazları ile absorpsiyonlu sistemle soğutulması durumlarının kojenerasyon

çevriminin performansına etkilerini incelemek, termodinamik ve termoeconomik optimizasyonu yapmak için, değiştirilmiş lineer olmayan simplex doğrudan arama metodu uygulanarak, maksimum ve minimumlar aranacaktır. Bunun için karar değişkenleri ve parametreler tanımlanacak, amaç fonksiyonları ve kısıtları ayrı ayrı belirlenecek ve bağımlı değişkenlerin her bir adımda hesaplanması için Fortran programlama dilinde program yazılıp çalıştırılacaktır. Sistemlerin maksimum verimi ve minimum ürün maliyeti için sistemi oluşturan elemanların maksimum verimleri civarında elde edilebileceklerinden (bazı özel durumlar hariç) sistemlerin termoeconomik optimizasyonu için her bir elemanın maksimum verimlilikte çalıştığı değerler bulunacaktır. Kompresör sıkıştırma oranı, kompresör ve türbin izentropik verimleri, yanma odası çıkış sıcaklığı tasarımlarının izin verdiği oranda ve kuruluş tasarımına göre sistemlerin değerleri temel alınarak, maksimum değerleri kısıt olarak alınıp hava debisi, yakıt debisi ve rekuperatör çıkış sıcaklığı değişimi üzerinden minimum ürün maliyetinin elde edildiği optimum çalışma şartları elde edilip karşılaştırılacaktır. Böylece bu dört farklı çevrimin yani örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtma çevrimleri ile buhar enjekte edilmesinin, tasarım farklarının ve eklenen her bir cihazın optimum değerler üzerine olan etkisi de incelenecektir.

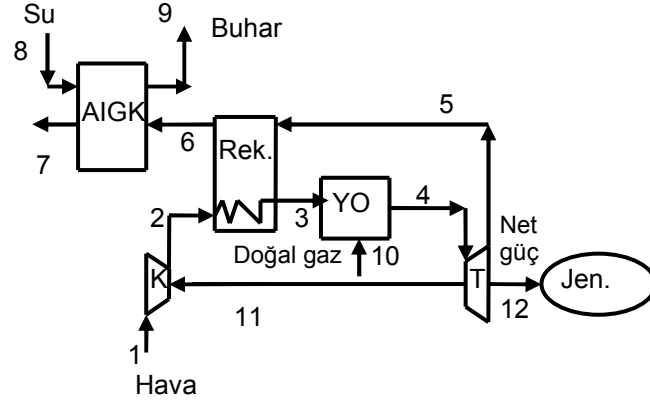
3) Dünya elektrik ihtiyacının % 40 civarı kömürden % 20'si diğer fosil kaynaklardan sağlandığından, bu durumun atmosfer üzerindeki en kötü etkisi olan CO₂ salınımı, küresel ısınmanın % 55 civarındaki (2000'li yıllarda) baş sorumlusudur. İklim değişikliklerinin önlenmesi veya mevcut durumu ile korunabilmesi için CO₂ emisyonlarının azaltılması veya atmosfere fazla zarar vermeyeceği belirli bir seviyede tutulması zorunludur. Bu yüzden en fazla CO₂ salınımı yapan güç üretim tesislerinin CO₂ emisyon teknolojisi tekrar gözden geçirilmeli ve minimum CO₂ salınımı yapan sistemlerin en kısa sürede faaliyete geçirilmesi gerekmektedir. CO₂'nin bertaraf edilmesinde kullanılan en önemli çevrimler ve teknolojiler bu tezde incelenecek ve uygulama potansiyeli olan yeni bir sıfır emisyonlu kojenerasyon çevrimi önerilip, termodinamik analizi ve optimizasyonu yapılacaktır.

4) Literatürün bir kısmında lokal optimumdan kasıt cihazların tek tek optimumları olarak ele alınırken bu tezde lokal optimum olarak sistemin belli bir güçte çalıştırılması durumunda sistemin optimum çalışma şartları kastedilmektedir. Yine literatürün bir kısmında global optimumdan kasıt belli bir güçte çalıştırılması

durumunda tüm sistemin optimum çalışma şartları iken, bu tezde sistemin çalışabileceği tüm çalışma şartlarının en optimumu kastedilmektedir.

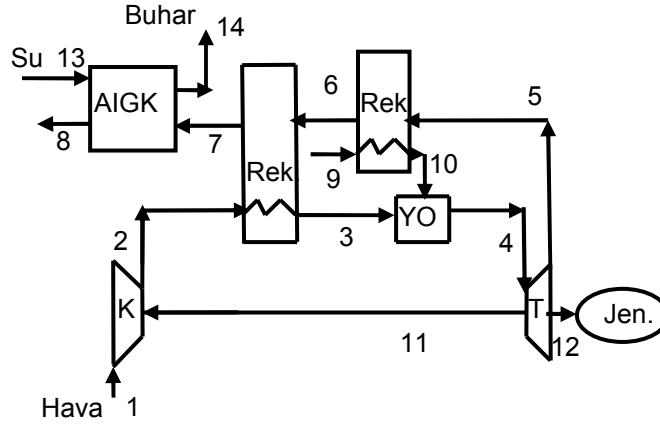
Yukarıda anlatılan CGAM probleminin ya da termal sistemlerin termoekonomik optimizasyonunun çözüm tarzları literatürde hep belli bir güç için aranmıştır. Yani literatürde “belli bir gücü sağlayacak termal sistemin optimum çalışma şartları ne olur?” sorusuna cevap aranmıştır. Halbuki sorunun “termal sistemin optimum değerleri sağlayan çalışma şartları ne olur?” şeklinde sorulması gerekirdi. Çünkü birinci soruya verilecek cevabın bizi götüreceği yer ile ikinci soruya verilecek cevabın bizi götüreceği yerler çok farklıdır. Birinci soruya cevap bize lokal optimumları verirken ikinci soruya cevap bize global optimumları verir. Global optimumlarla termal sistemin hangi güçlerde çalıştırılması gerektiği ortaya konmuş olmaktadır. Bu tez kapsamında lokal ve global optimumlar konusundaki bu farklılığın optimum sonuçlara etkisi incelenecek ve elde edilen sonuçlar tartışılacaktır. Ayrıca global maksimum ve minimum hesabı için farklı bir yaklaşım önerilecek ve elde edilen sonuçların literatürdeki değerlerle karşılaştırılması yapılacaktır.

Bu tezde maliyet denklemleri kullanılmadan ve kullanılarak, ekonomik analiz ve sıcaklığa bağlı entalpi ve entropi denklemleri ile ekserji analizi yapılacak ve CGAM çevriminin optimizasyonun da kullanılan iteratif yöntem geliştirilerek diğer çevrimlerin optimizasyonu problemine uygulanacaktır. Bütün bu verim artırıcı yöntemlerin tek bir tasarımda uygulanması durumunda elde edilecek en iyi tasarım ortaya konacak, ayrıca optimizasyonu yapılacaktır.



Şekil 2.2: Örnek kojenerasyon sisteminde rekuperatör ile havanın ön ısıtmasının yapılması durumunun genel şeması.

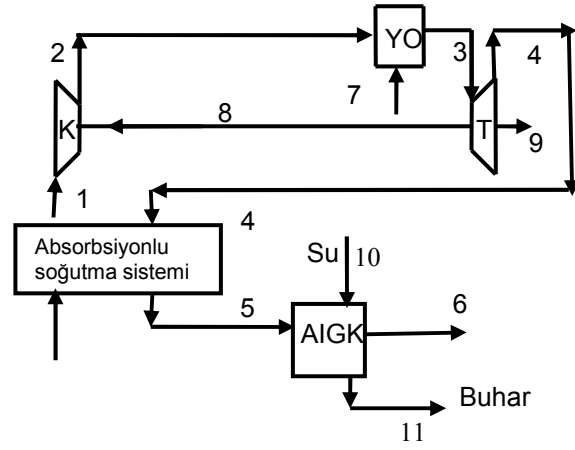
Şekil 2.2'te örnek kojenerasyon sisteminde rekuperatör ile havanın ön ısıtmasının yapılması durumunun genel şeması verilmiştir.



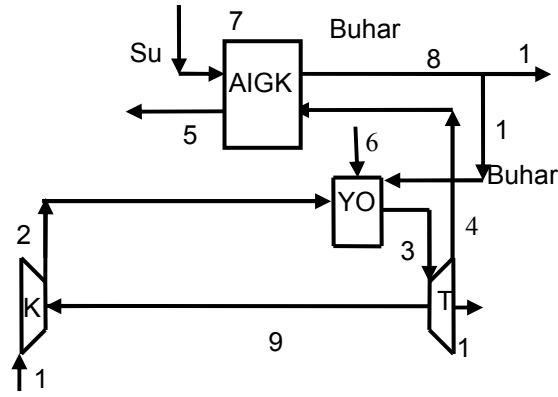
Şekil 2.3: Örnek kojenerasyon sisteminde rekuperatörler ile yakıt ve hava ön ısıtmasının birlikte kullanılması durumunun genel şeması.

Şekil 2.3'te ise havanın ön ısıtmasının yanında ayrıca yakıtında bir rekuperatör vasıtasıyla ön ısıtması yapılarak yanma odasına gönderilmesi ile gaz türbininden çıkan egzoz gazının ısı enerjisinin bir kısmının rekuperatörler vasıtası ile yanma odasına gönderilmesi gösterilmiştir.

Şekil 2.4'te ise kompresöre girecek havanın, gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının ısını kullanarak absorpsiyonlu sistem ile soğutulduğu çevrim gösterilmiştir. Bu çevrimde havanın soğutulması için bir kısım ısı enerjisi harcandıktan sonra geri kalan ısı enerjisi buhar üretimine harcanmaktadır.

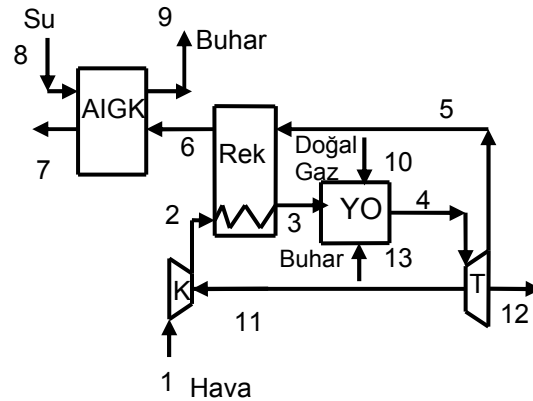


Şekil 2.4: Örnek kojenerasyon sisteminde ön soğutma kullanılması durumunun genel şeması



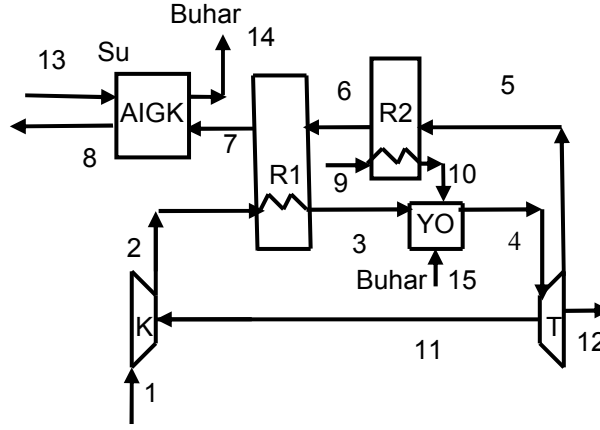
Şekil 2.5: Örnek kojenerasyon sisteminin yanma odasına buhar enjeksiyonu yapılması durumunun genel şeması.

Şekil 2.5'da örnek kojenerasyon sisteminin yanma odasına buhar enjeksiyonu işlemi atık ısı geri kazanım cihazından elde edilen buharın bir kısmı ile yapılmış olup geri kalan buhar kullanıma gönderilmiştir.



Şekil 2.6: Örnek kojenerasyon sisteminde rekuperatör ile havanın ön ısıtmasının ve buhar enjeksiyonu yönteminin birlikte uygulanması durumunun genel şeması.

Şekil 2.6'de hava ısıtmalı kojenerasyon sistemine buhar enjeksiyonu işlemi atık ısı geri kazanım cihazından elde edilen buharın bir kısmı ile yapılmış geri kalan buhar kullanıma gönderilmiştir.



Şekil 2.7: Örnek kojenerasyon sistemine yakıt ve hava ön ısıtma yöntemi ile buhar enjeksiyonu yönteminin birlikte uygulanması durumunun genel şeması.

Şekil 2.7'de hava yakıt ısıtmalı kojenerasyon sistemine buhar enjeksiyonu işlemi atık ısı geri kazanım cihazından elde edilen buharın bir kısmı ile yapılmış geri kalan buhar kullanıma gönderilmiştir.

Kompresör, havayı ya da iş akışkanını alıp sıkıştıran veya yüksek basınca çıkaran cihazdır. Pistonlu, santrifüj ve eksenel akışlı olmak üzere üç çeşidi vardır. Pistonlu kompresörler yüksek basınç ($P_2/P_1=r=30$ 'dan fazla) düşük debi, santrifüj kompresörler orta basınç ($r=5-25$ arası) orta debi, eksenel kompresörler düşük basınç ($r=20$ 'den az) yüksek debi işlemleri için kullanılırlar. Santrifüj ve eksenel kompresörler sürekli akış sağladıkları için gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinde kullanılırlar. Gücü 5 MW ve üzerinde olan çoğu gaz türbinlerinde eksenel akışlı kompresörler kullanılırlar. Verimleri sırasıyla pistonlu, santrifüj ve eksenel akışlı kompresörler için % 80, % 85 ve % 90 civarındadır (Boyce, 2002).

Rekuperatör, gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının ısını kompresörden çıkan basınçlı gazlara yanma odasına girmeden önce bir kısmını aktarır. Genellikle levha tipi üretilirler. Yüksek ısıya dayanıklı ve ısıyı iletme yeteneklerinin yüksek olması istenir (Boyce, 2002).

Yanma odalarının temel işlevi yüksek basınçtaki gazın sıcaklığını iyi bir yanma reaksiyonu ile artırmaktır. Yanma odaları boru tipli, halkalı, silindir halkalı ve dış

(labotatuvarlarda kullanılmak üzere) şeklinde dört çeşitte sınıflandırılabilirler. Boru tipli yanma odaları endüstriyel türbinlerde en çok kullanılan tiptir. Değişik yanma odası şekilleri olmasına rağmen gaz türbinlerinde kullanılan yanma odalarının karışma bölgesi, yanma bölgesi ve seyrelme bölgesi şeklinde üç özelliği vardır. Gaz türbini yanma odaları DLE (Dry Low Emission) denilen düşük NO_x üretme özelliğine sahiptir. Yanmanın katalizörün yüzeyine yakın bölgede olduğu katalitik yanmalı yanma odaları sıfıra yakın NO_x emisyonu sağlar ve giderek kullanımı yaygınlık kazanmaktadır (Boyce, 2002).

Gaz türbinleri, eksenel akışlı ve radyal türbinler olmak üzere iki çeşit olup bunlarda kendi içlerinde etki (impulse) ve tepki (reaction) türbinleri şeklinde sınıflandırılabilirler. Uygulamaların % 95'inde eksenel akışlı türbinler kullanılır. Türbinde akışkanın faydalı enerjisinin bir kısmı mekanik enerjiye dönüştürülürken kalan kazanılamaz kısmı kinetik enerji olarak türbinden çıkar (Boyce, 2002).

Atık ısı geri kazanım cihazı, (HRSG) egzoz enerjisini suya aktararak yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar üretimi sağlar. Gaz türbininden çıkan egzoz gazlarının basıncı atmosfer basıncının biraz üzerinde olup sıcaklıkları 500–950 °C arasında değişir. Yanmasız, ek yanmalı ve egzoz yanmalı olarak üç çeşide ayrılabilirler. Yanmasız ısı değiştiricileri davul tipi (70–100 MW güç civarındaki gaz türbinleri için), tek giriş çıkışlı (daha küçükleri için) şeklinde sınıflandırılabilir. Drum tipi ısı değiştiricileri (HRSG), genellikle ön ısıtma, ekonomizör ve su besleme ve yüksek sıcaklığa çıkıldığı bölüm (super heater) olmak üzere üç bölüme ayrılabilir. Levha tipli ya da kanatlı borulu tipli olarak üretilirler (Boyce, 2002).

Son zamanlarda üretilen jeneratörler gaz türbinini çalışmaya başlatmada kullanıldıktan sonra çalışmada belli bir güce ulaşıldığında elektrik üretmeye başlar. Jeneratör sisteminde, jeneratör, tahrik sistemi, otomatik voltaj düzenleme (AVR) sistemi, izole faz fırça sistemi, transformer, gövde ve ölçüm sisteminden oluşur. Mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren jeneratörler stator, rotor ve yağlama ve soğutma (su, hidrojen ya da hava ile) sistemine sahip mekanik gövdeden oluşurlar. Kumanda tablosu (switch gear) otomasyon, senkronizasyon, güvenlik ve süreklilik içinde elektriğin üretim ve akışını sağlar (Boyce, 2002). Kontrol sistemi ve takibi, sistemin otomatik kontrolle çeşitli parametrelerin takibi ve bu verilerin kullanımı ile sistemin istenen değerlerde çalışmasını sağlar.

Egzoz gazları türbinden genellikle 400–600 °C sıcaklıklarda çıkar. Bu egzoz gazlarının kullanılması sistemin kojenerasyon sistemi olduğu anlamına gelir. Elektrik verimleri örnek sistem için % 18–36 ve rejeneratorlü sistem için (diğer ek iyileştirmeler uygulanmadan) % 28–38 civarındadır (ASHRAE, 2000). Türbinden çıkan sıcak egzoz gazları, sıcak hava kaynağı olarak, yanma odasına giren havanın ısıtılmasında, atık ısı geri kazanım cihazında, boylerde ya da ek yanma odasında yanma havası olarak kullanılabilir. Bu türbinden çıkan egzoz gazlarının içinde %16 civarında yanmamış oksijen mevcuttur (ASHRAE, 2000). (Gaz türbinlerine stokyometrik yanma için gereken havanın % 200-300'ü civarında hava verildiğinden ve havada ortalama % 21 civarında oksijen bulunduğundan yanma odasında bu oksijenin % 6 civarı yanma işleminde kullanılmakta geri kalan % 15–16 civarındaki oksijen diğer sıcak gazlarla beraber egzozda kalmaktadır).

Bir kojenerasyon sisteminin verimi, elde edilen mekanik şaft enerjisi ile ısı enerjisi toplamının yakıt enerjisine bölünmesi ile elde edilir. Kojenerasyon sistemlerinde enerji verimi % 50–90 arasında değişir (ASHRAE, 2000). Türbinden çıkan egzoz gazlarında her bir kW elektrik çıkışına karşılık 1,5-3 kW civarında kullanılabilir ısı enerjisi mevcuttur. Minimum baca gazı sıcaklığının 150 °C civarında olması istenir ki egzozun içindeki buharın yoğuşması (korozyon oluşumu) önlenesin (ASHRAE, 2000).

2.2. Sıfır Emisyonlu Kojenerasyon Tesisleri

Güç tesislerinde CO₂'nin bertaraf edilmesi için geliştirilmiş yöntemler üç grupta toplanabilir.

1-) CO₂'yi sıvılaştırarak depolama yoluyla bertaraf eden çevrimler: Halen dünyada CO₂'nin bertaraf edilmesi için en yaygın düşünülen yöntemdir. CO₂'nin sıvılaştırılarak bertaraf edilmesini kullanan çevrimler, oksit fuel kombine, su, Graz, gelişmiş sıfır emisyonlu (AZEP), gaz türbinli katı oksitli yakıt hücreleri (SOFC), kimyasal bağlı yanma (CLC), oto termal reformer (ATR), membran reaktörü (MSR-H₂), kimyasal absorpsiyonlu sistem (Amine absorpsiyonlu sistem-AMİNE), iyon membran, absorpsiyonlu soğutma çevrimleri şeklinde sayılabilir. Bu yöntemler aşağıda ayrıntılı olarak incelenmiştir (Kvamsdal ve diğ., 2007).

2-) CO₂'nin kimyasal reaksiyonla başka madde ile zararsız bileşik oluşturan çevrimler: Bu yöntem en çok CO₂'nin bir metal oksitle birleştirilerek zararsız bir karbonata (CaCO₃ veya MgCO₃ gibi) dönüştürülerek doğada depolanması ile CO₂'nin bertaraf edilmesi şeklinde düşünülmüş bir yöntemdir .

3-) CO₂'yi tekrar yakıtı dönüştürüp kullanan çevrimler: Bu yöntemle ilgili birçok çalışma ve araştırma yapılmış, ancak karbon formasyonu problemi ve reaksiyonun güçlü bir endotermik reaksiyon olması dolayısıyla endüstride büyük ölçüde ticari uygulama alanı bulamamıştır. Ancak yapılan son çalışmalarda soy metal kullanılarak yapılan ya da sülfürlenmiş nikel katalizörler karbon formasyonu problemini çözmüştür. Bu yöntemde CO₂'nin yakıtı dönüştürülme prosesinin verimi söz konusu olduğundan CO₂'nin hepsi yakıtı dönüştürülememektedir. CO₂'nin bertaraf edilmesi için uygulanabilecek iki çeşit biyolojik yöntem mevcuttur.

a) 500 MW kapasitesindeki bir güç tesisinin elli yıldan fazla bir süre için orman ile ürettiği CO₂'nin bertaraf edilmesi için sıcak iklim koşullarında 4000–5000 km², soğuk iklim koşullarında ise 7000–10000 km² 'lik bir alana ihtiyaç vardır. Bu alanın ormana dönüştürülmesi ve bakımı elektrik fiyatlarında 1,4–1,9 US\$/kWh bir maliyet artışına sebep olacaktır (Kvamsdal ve diğ., 2007).

b) Biyokimyasal proses ile CO₂'nin bertaraf edilmesi için yüksek konsantrasyonlu CO₂ içeren egzoz gazlarına dayanıklı, CO₂'yi kullanan ve bu ortamda hızla büyüyen ancak NO_x ve SO₂'ye dayanabilen mikro algler gibi bitkilerin kullanılması söz konusudur. Açık havuzlarda ya da kapalı bio-reaktörlerde büyüeyebilen mikro algler için güneş enerjisi ve iklim büyüme ve gelişmelerinde dolayısıyla CO₂'yi bertaraf etmelerinde önemli rol oynar ve bunun yanında da önemli miktarda suya da ihtiyaç vardır. Çıkacak atık suyun çevreye zarar vermeden tahliyesi de çözülmesi gereken bir sorundur (Kvamsdal ve diğ., 2007). Bu bitkilerden daha sonra biyomas elde edilip hidrojen metan veya etanol üretimi gibi süreçlerde kullanılabilirler. 500 MW kapasitesindeki bir güç tesisinin ürettiği CO₂'nin bertaraf edilmesi için gereken göl veya havuz alanı 45-89 km² arasında olup 70-100 US\$/tCO₂ ve bu da elektrik fiyatlarını 1.7-2.3 US\$/kWh artıracaktır (Kvamsdal ve diğ., 2007).

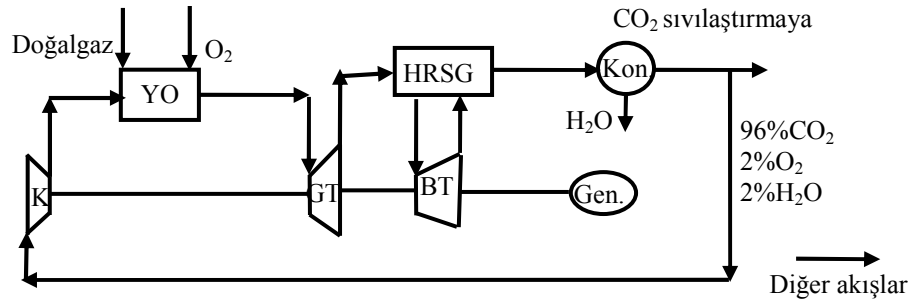
İlk iki yöntemin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları şunlardır. Sıvılaştırma yönteminde CO₂'nin sıvılaştırılması için belli bir enerji harcanmaktadır, bunun da

belli bir maliyeti vardır. Ayrıca bu yöntemde CO₂'den sonsuza kadar kurtulmak mümkün olmamakta, çünkü sıvı olarak nerede depolanmışsa (yer altında ya da okyanus dibinde) orada durmaktadır. Deprem gibi olası sebeplerden dolayı atmosfere karışma riski çok düşüktür olsa bulunmaktadır (Karaali ve Öztürk, 2009).

CO₂'nin kimyasal reaksiyonla dönüştürülmesinde ise kimyasal reaksiyona sokulacak maddenin önce öğütülüp ince tanecikler haline getirilmesi sonra CO₂'nin üretildiği bölgeye getirilmesi ya da CO₂'nin kimyasal reaksiyona sokulacak bölgeye taşınması gerektiğinden, belli bir maliyet ortaya çıkmaktadır. Bu yöntemin ilk yöntem olan üstünlüğü, CO₂'den sonsuza kadar kurtulmak mümkün olmaktadır. Bu çevrimler aşağıda ayrıntılı olarak incelenmiştir.

2.2.1. CO₂'yi sıvılaştırarak depolama yoluyla bertaraf eden çevrimler

1- Oksi fuel kombine çevrimi (O₂/CO₂ güç çevrimi-COOPERATE): Bu çevrimde hava yerine yanmaya oksijen girmekte olup, çıkan egzoz CO₂ ve H₂O'dan ibarettir. Soğutarak yoğuşurma yoluyla H₂O ayrılmaktadır. CO₂'nin % 90'ı çevrimde dönmekte geri kalan % 10'u sıkıştırılarak sıvılaştırılmakta ve çevrimden uzaklaştırılmaktadır. Değişik versiyonları olan bu tip çevrimin en temel ve basit olanı şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8: Oksi fuel kombine güç üretme çevrim şeması

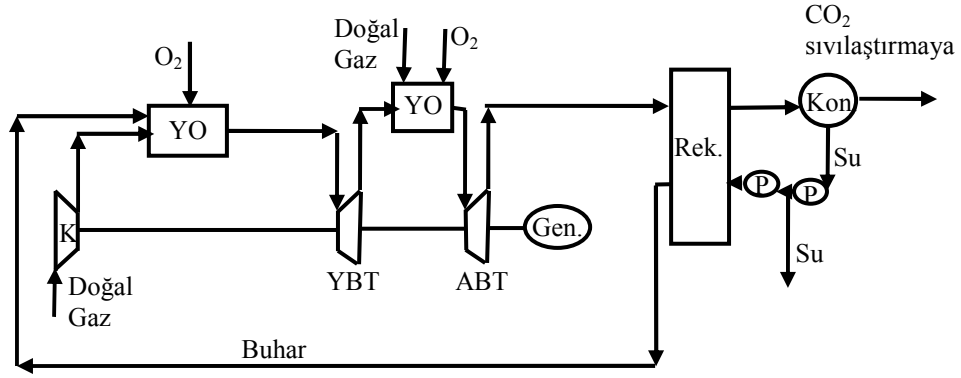
O. Bolland ve P.Mathieu'nun (1998) yaptığı O₂/CO₂, hava/CO₂-amine absorpsiyonla ayırma ve CO₂ ayrıştırılmadan standart kombine çevrimli gaz türbini çevrimlerinin analizlerinin karşılaştırılması çalışmasında tesis verimi birinci çevrim için % 44,9 ikincisi için % 47,1 ve üçüncüsü için % 55,2 elde edilmiştir. Ayrıca CO₂'nin tekrar çevrimde dolaşım oranını artırmanın verim ve güç üzerinde çok az olumlu etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır (Bolland ve Mathieu, 1998).

Yanmada kullanılacak oksijeni havadan ayıracak olan hava ayırıştırma ünitesinin (Air Separation Unit) kullanımı, verimi ve elde edilen güç miktarını düşürmektedir. CO₂ ile çalışan büyük güçteki gaz türbinleri henüz piyasada yerini alamadığından uygulama için ayrı bir sıkıntı ortaya çıkmaktadır. Ancak bu sıkıntı hava/CO₂ çevriminde yoktur.

Iantowski ve Mathieu'nun (1997) yaptığı bir çalışmada CO₂ salımı olmayan bir güç tesisinin geri ödeme süresi ek cihaz ve işletme maliyetlerinden dolayı on yıl civarında iken, O₂/CO₂ güç çevriminde bu süre üç yıl civarındadır. O₂/CO₂ güç çevriminde buhar türbini yerine CO₂ türbini kullanılarak, sıvılaştırılan CO₂ bu türbinde genişletilmiş ve (elektrik/yakıt) verimlilik değeri % 54,3 civarında bulunmuştur (Iantowski ve Mathieu, 1997). Yine aynı çalışmada negatif fiyata sahip olan atık yağlar ve atık ağır karbonhidratlı sanayi atıkları bu çevrimde kullanılarak ciddi faydalar sağlanabileceği ve çevreye hiçbir emisyon salmadan enerjilerinden faydalanılabileceğini göstermişlerdir.

Gou ve arkadaşları (2006) makalelerinde O₂/CO₂ güç çevriminin verimi % 47 civarında iken, güneş enerjisi (10000 m² kolektör alanlı) destekli hibrid bir çevrim tipinin termal verimliliğinin, % 66,6 civarında bulunduğunu açıklamışlardır. Sanayiden veya güneş enerjisinden elde edilen düşük sıcaklıktaki termal enerji ile desteklenmiş hibrid bir O₂/CO₂ güç çevrimi de (HICES-Hibrid and improved clean energy system) C.Gou ve arkadaşları (2006) tarafından önerilmiş ve analizi yapılmıştır. Bu analiz sonunda elde edilen net yakıt/elektrik verimi (70–250 °C arasındaki sıcaklıklar için doymuş buharın atık ısıdan üretildiği farz edilerek sırasıyla) % 54,18–62,66 civarında (O₂'nin eldesi ve CO₂'nin sıvılaştırılması da hesaba dahil edilerek) bulunmuştur (Gou ve diğ., 2006).

2- Su çevrimi: Rankine tipli çevrimde olduğu gibi su buharı sıkıştırılarak, daha sonra sıcak gazlarla (çoğu buhar) beraber bir türbinde genişletilip iş elde edilir. Literatürde tek ve çift ek yanma odalı sistemler incelenmiştir. Şekil 2.9'da gösterilen bu çevrimin elektrik verimi % 45 (yakıtın alt ısı değeri için) civarındadır.



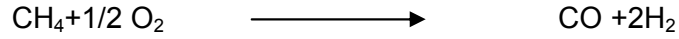
Şekil 2.9: Su (güç üretme) çevrimi şeması

Su çevrimi, CO₂ ayrıştırması olmayan kombine çevrimle karşılaştırıldığında kombine çevrimin veriminin % 57 civarında olduğu görülür. Yanma odasına buharın enjekte edilmesi türbin giriş sıcaklığını düşürmekte böylece ek yanma odasında türbinin zarar görebileceği sıcaklıklara çıkılması önlenmektedir. Ayrıca sıvılaştırılan CO₂'nin % 10 civarı başta argon, azot ve su olmak üzere çeşitli maddeler içermektedir (Kvamsdal ve diğ., 2007).

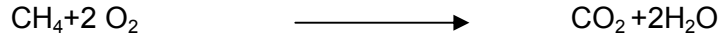
3- Graz çevrimi (S versiyonu): Oksi fuel kombine çevrimine rekuperasyonlu buhar enjeksiyonu yapılan çevrim tipidir. Verimi % 49 civarında olup S versiyonu temel graz çevriminden daha verimlidir. Şekil 2.10'de gösterilen bu çevrimde verimi düşüren faktörler aşırı soğuk oksijen üretimi ve CO₂'nin sıkıştırılması için harcanan güçtür. Buhar ve CO₂ ayrı ayrı tekrar yanma odasına gönderilerek çevrime sokulur. S versiyonunda % 92 buhar geri besleme ile yanma odasına gönderilirken eski versiyonda bu % 48 civarında idi. Bu da verimi % 2,6 civarında artırmaktadır. Ayrıca aşırı soğuk oksijen üretimi daha verimli ve modern hale getirildiği için S versiyonu bu yönden de % 2-2,5 civarında eski versiyondan daha verimlidir (Kvamsdal ve diğ., 2007).

Oksijen yakıt çevrimlerinin üçü yani O₂/CO₂, O₂/buhar ve Graz çevrimleri tesis verimleri % 45–49 civarındadır. Verimleri düşüren en önemli sebep CO₂'nin ayrıştırılması için kondanserde kaybedilen ısıdır. Oksijenin aşırı soğukta ayrıştırılması tüm çevrimlerde olduğu gibi burada da % 2–2,5 civarında verim düşüşüne yol açmaktadır (Kvamsdal ve diğ., 2007).

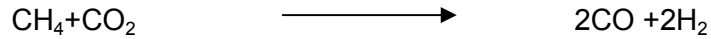
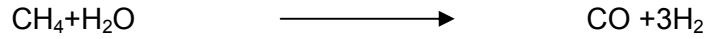
AZEP çevrimi NO_x oluşumuna engel olduğu gibi diğer bazı çevrimlerle karşılaştırıldığında daha düşük CO_2 ayrıştırma maliyeti avantajını sunmaktadır. Bu ve diğer avantajlar doğal gazın sadece karışık iletkenli membranda üretilen saf oksijen ile yakılması ve yakıt oksijen karışımına egzoz gazı katılması ile sağlanır. Reaktörde en çok kullanılan katalizör paladyumdur, ancak radyum ve diğerleri suyu daha az kirletirler (Eriksson ve diğ., 2006). Radyum bazlı katalizörler istenen özellikleri büyük oranda gösterirler. S.Eriksson ve arkadaşları (2006) radyum bazlı katalizörle zengin yakıtlı (kısmi katalitik oksidasyon (CPO)) yanmasını incelemiş ve yaptıkları deneylerle katalizör karakteristiklerini ortaya koymuşlardır. Metanın kısmi oksidasyonla reaksiyona sokulup yakılması için değişik mekanizmalar mevcuttur. Bunlar direkt oksidasyon (yani H_2 ve CO birincil ürünlerdir)



ve tamamlanmış yanma (yani H_2O ve CO_2 oluşur)



mekanizmalarıdır. Bu mekanizmaların arkasından metanın buharla dönüştürülmesi gelir ki bu reaksiyonlarda

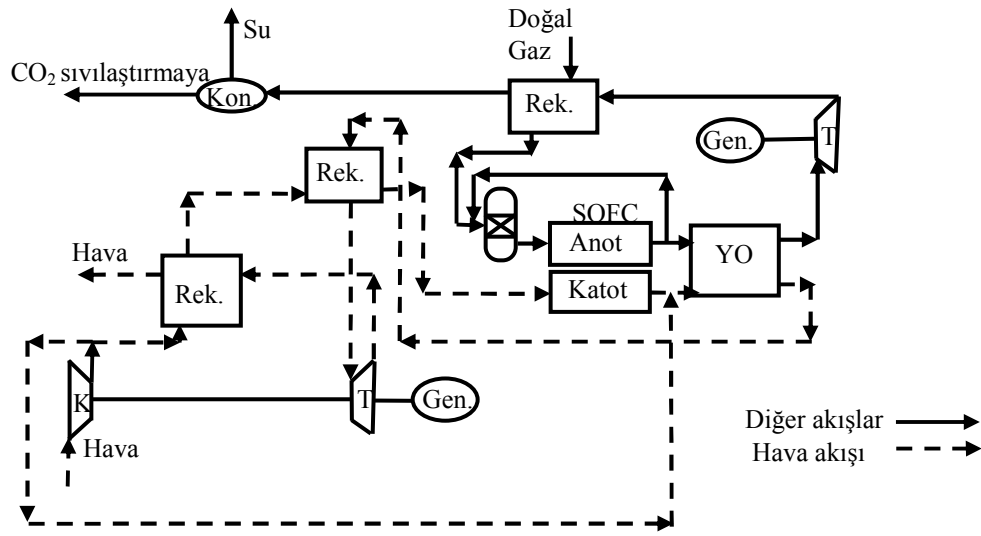
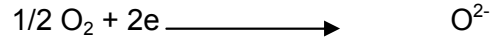
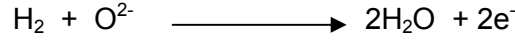


şeklinde dir. MCM reaktörü ile ilgili ayrıntılı bilgi ve araştırma S.Eriksson ve arkadaşları tarafından verilmiştir (Eriksson ve diğ., 2006).

5- Gaz türbinli katı oksitli yakıt hücreli (SOFC+GT) çevrim: Bu çevrimde AZEP'teki yanma odası yerine başka bir cihaz konmuştur. Bu cihaz yakıt hücresinin katodundan gelen oksijeni alınmış hava ana gaz türbinine gönderilir. Ancak yakıt tamamen yanmadığı için ayrıca ek bir yanma odası vardır. CO_2 'yi ayırmak için akışların katot ve anot akımları şeklinde ayrılması gerekir. Şekil 2.12'de gösterilen bu sistemin temel cihazı olan SOFC (Solid oxide fuel cells) ya da katı oksitli yakıt pili (hücresi) dış reformerde, rekuperatörde ısıtılmış olan doğal gaz ile SOFC'nin

anodundan alınan bir miktar CO₂ ve H₂O ile reforme edilerek üretilen H₂ katottan geçen havanın oksijeni ile birleşerek elektrik ve ısı üretimi sağlanır (Slowinsky, 2006). Burada yer alan reaksiyonlar şunlardır:

Anot ve katot reaksiyonu



Şekil 2.12: Gaz türbinli katı oksitli yakıt hücresi (SOFC+GT) şeması

Toplam reaksiyon



Katotta oksijen iki adet elektron yüklenerek oksijen iyonuna dönüşmekte ve bu iyonlar anotta hidrojen ile birleşerek H₂O buharı ve 2e⁻ şeklinde ayrılmaktadır. Sonuçta bu reaksiyondan bir mol hidrojen ve yarım mol oksijenden 241,83 kJ enerji elde edilmektedir. Burada iyonla dönüşen oksijen havadan ayrılarak anoda geçmekte ve kalan hava ve karbon ile bu reaksiyona girmemiş oksijen ve hidrojen ilave yanma odasında yakılmaktadır. Oksidasyon ürünleri anotta olduğundan azot reaksiyona girmemektedir. Ancak sıcaklığı katot ve yanma odası çıkışında arttığından ayrıca gaz türbininden geçirilerek elektrik elde edilir (Slowinsky, 2006).

Halen SOFC ile elektrik üretiminde H_2 'nin enerjisinin % 50'sinin üzerinde verimlilikler elde edilmiş ve elde edilen atık ısının sıcaklığı 900–1100 °C civarında olduğundan atık ısının kullanımı da verimli olmaktadır. Böylece hem elektrik elde edilmesi sağlanmakta hem de ortaya çıkan atık ısı ki bu da geri kalan % 50 civarında olup ayrı bir türbinden geçirilerek bir kısmı elektriğe dönüştürülmekte ve elektrik üretim verimi % 70 (H_2 'nin AID'i) civarına çıkmaktadır (Slowinsky, 2006).

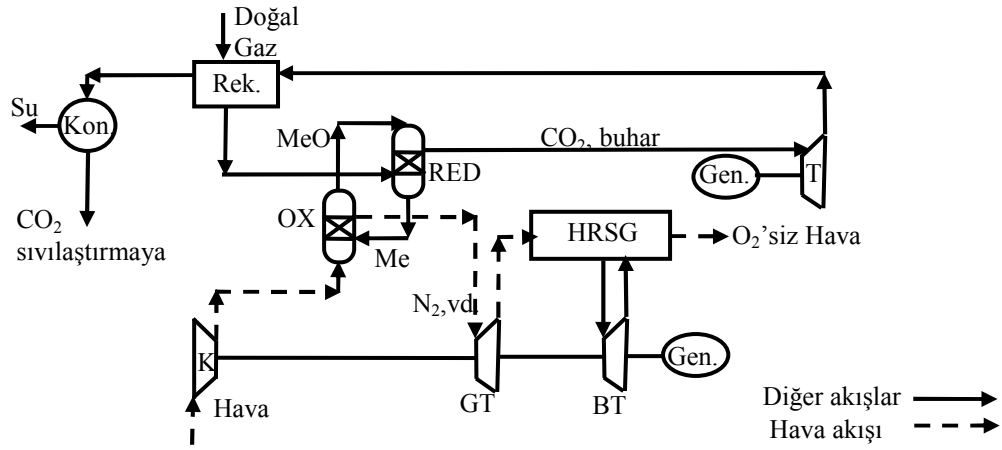
Karbonun alt ısı değeri % 61,5 civarı (SOFC'nin % 50 verimliliğinde (AID)) elektriğe dönüştürülebileceği görülmüş bunun uygulamadaki kayıplar göz önüne alınırsa karbonun AID değeri % 56 civarının elektriğe dönüşebileceği ortaya çıkmıştır. Yakıt kullanımı SOFC'den sonra ilave yanma odası ile % 95 civarına çıkmaktadır (Slowinsky, 2006).

SOFC'nin uzun ömürlü ve düzenli çalışıp parçalarında yapısal bozuklukların ve termal gerilmelerin ortaya çıkmaması için eğilim çalışma sıcaklığının 900 °C altına inilmesi yönündedir. Ayrıca düşük sıcaklıkta çalışma SOFC cihazının daha ucuza mal edilebilmesine olanak sağlamaktadır. SOFC'lerin büyük çoğunluğu doğal gaz veya hidrojen ile çalışacak şekilde optimize edilip üretilmişlerdir (Slowinsky, 2006).

Henüz tam olarak olgunlaşmamış bir teknoloji olup gücü 20 MW'a kadar olan tesisler yapılmış olup daha büyük ölçekler denenmemiştir. Gaz türbinesiz SOFC çevrimli hibrit otomobil ve diğer taşıtların geliştirilmesi ve üretimi üzerinde halen yoğun çalışma araştırmalar devam etmektedir.

6- Kimyasal bağlı yanma (Chemical Looping Combustion-CLC): CLC demek hava ile yakıt arasında direkt temas olmadan yanmanın meydana gelmesi demektir. Yanma prosesi oksidasyon ve reaksiyon şeklinde reaktör içinde termodinamik dengeye yakın gerçekleşir. RED ve OX reaktörleri arasında çalışan bir metal oksit sayesinde bu durum gerçekleşir.

Şekil 2.13'te gösterildiği gibi rekuperatörde ısıtılan doğal gaz metal oksitin oksijenini alarak (yanarak) CO_2 ve H_2O şeklinde oluşur ve oksijenini yitiren metal OX reaktöründe kompresörden gelen havanın oksijenini alarak tekrar oksitlenir. Oksijeni alınmış hava ve egzoz gazları farklı türbinlerde genişletilir ve havanın ısısı ile buhar üretilerek bir buhar türbini çalıştırılır. Egzoz gazlarının çoğu CO_2 ve H_2O 'dan oluşur.



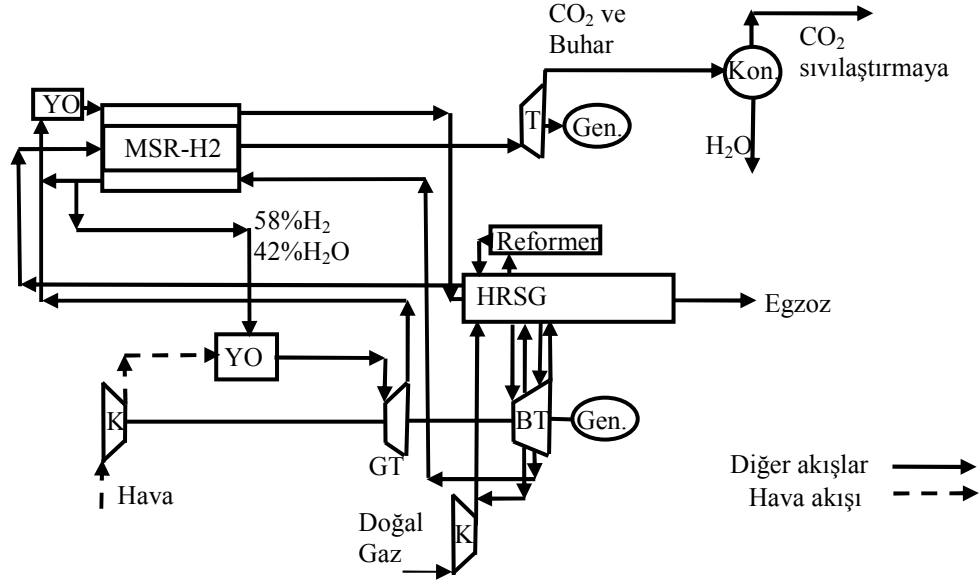
Şekil 2.13: Kimyasal bağlı yanma çevrim (CLC) şeması

Yeni bir teknoloji olarak çıkan bu çevrim halen uygulamada geliştirilme ve pratiğe dökülme aşamasındadır. Özellikle reaktör sistemi çok yeni bir teknolojidir ve çevrim umut vermektedir. % 100'e yakın bir oranda CO₂'yi ayrıştıran bu çevrimin verimi %51 civarındadır (Kvamsdal ve diğ., 2007).

7- Ön yanmalı oto termal reformer (ATR): Kombine çevrim üzerine temellenmiş olup, bu çevrimde yanma yerine doğal gazın dekarbonizasyonu söz konusudur. Şekil 2.14'te gösterildiği gibi doğal gaza havanın üflenmesi ve su-gaz reaksiyonu ile CO₂, H₂O, H₂ ve N₂ karışımı elde edilir. CO₂ ve H₂O'nun önemli bir kısmı ayrılır ve hidrojeni zengin yakıt bir gaz türbininde yakılır.

Reformer kısmında bir ön kısım vardır ki bu ön kısım ağır hidrokarbonları CH₄ ve H₂'ye dönüştürür. Fazla H₂O soğutulup sıvılaştırılarak sistemden çekilirken CO₂'de bir absorber vasıtasıyla ayrılır. Geri kalan yakıt çoğunluğu H₂ ve N₂ olmak üzere yanma odasına verilir. Egzoz atık ısı kazanından geçirilir, ve buradan elde edilen buhar, türbinden geçirilerek çevrimin performansı iyileştirilir (Kvamsdal ve diğ., 2007). Bu çevrimde CO₂'nin ancak % 90 civarı ayrıştırılabilmektedir. ATR absorpsiyon kısmında reformerden gelen CH₄ ve H₂ karışımı oksijenle birleşip CO₂ ve H₂O oluşturur ve bunun ısısı rekuperatörler vasıtasıyla çevrime katılır.

grup yeni kavram olup hidrojen membranlı reaktör bu tür uygulamalar için yeteri kadar geliştirilmemiştir. CO₂'nin % 96 civarında ayrıştırılabildiği bu çevrimin verimi % 50'den azdır. Bu çevrimin büyük çaplı uygulamaları yapılmamıştır (Kvamsdal ve diğ., 2007).



Şekil 2.15: Ön yanmalı hidrojen membranlı reaktör çevrim (MSR-H2) şeması

9- Kimyasal absorpsiyonlu sistem (AMİNE): Yanmadan sonraki CO₂'nin egzoz gazlarından ayrıştırılması için kimyasal absorpsiyon yoluyla CO₂ absorbe edilerek ayrılır ve daha sonra başka bir cihazda CO₂ bu kimyasal malzemeden tekrar ayrıştırılarak sıvılaştırmaya gönderilir. Bu işlemde kullanılacak çeşitli kimyasal bileşikler mevcuttur. Bunlar arasında amine ile absorpsiyon birçok araştırmacının üzerinde yoğun olarak çalıştığı bir malzemedir. Monoetanol amine uygulamada denenmiş ve ticari uygulaması da olan bir üründür ancak başlıca dezavantajı pahalı olması ve bunun çevrimde üretilmesi için gereken enerjinin (çoğu kaynatıcı için) çok yüksek olmasıdır ki, bu enerji CO₂'nin aminden ayrıştırılmasında ve sıvılaştırılmasında ortaya çıkan ısınin kullanılması ile karşılanabilir (Gou ve diğ., 2006).

kompresörde harcanan enerji göz önüne alınmaz, sadece CO₂'nin ayrıştırıldığı kısma kadar hesap yapılır. Ancak bu yaklaşım yanıltıcı sonuçlar verir.

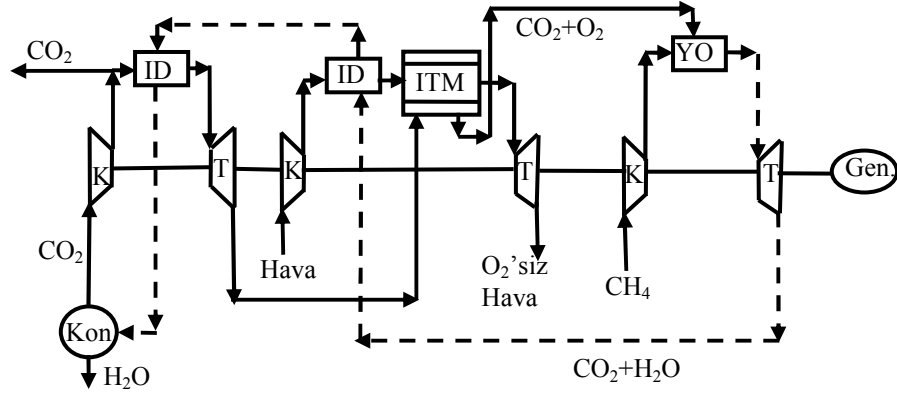
L.M.Romeo ve diğ., (2007) tarafından yapılan bir çalışmada 350 MW elektrik üreten ve kömürle çalışan bir güç tesisinin verimi % 36,93 olup 96,3 kg/s CO₂ salmakta ve bu tesise amine absorpsiyonlu çevrimin eklenmesi ile CO₂ emisyonunun % 60'nın tutulması incelenmiştir. Elektrik gereksinimi 112 kW/tCO₂ olduğu ve toplam CO₂'nin sıvılaştırılması için gereken enerjinin tesisten elde edilen enerjinin % 7'sine denk düştüğü ve amine absorpsiyonlu çevrimin eklenmesinin tesisin elektrik üretimini % 9 civarında azalttığı hesaplanmıştır.

Yine aynı şekilde mevcut olan bu tesise üç farklı yolla amine absorpsiyonlu çevrimin eklenebileceği ve bunlardan birincisinin ek kaynatıcının doğal gazla çalıştırılması ki bu durumda maliyetin 60,58 €/tonCO₂ ve toplam verimliliğin % 26,18'e (AID) düştüğü, ikinci seçeneğin güç tesisindeki iç buhar akışlarından birinden gerekli buharın istenen basınç ve sıcaklıkta alınarak kaynatıcıda kullanılması, böylece maliyetin 25,25 €/tonCO₂ ve toplam verimliliğin % 30,11'e (AID) olacağı, üçüncü seçeneğin ise bir gaz türbinli çevrimin eklenmesi ile elektrik üretiminin artırılması ve çıkan egzoz gazlarının ısısının da kaynatıcıda kullanılması ile maliyetin 31,23 €/tonCO₂ olacağı ve toplam verimliliğin % 33,7 (AID) civarında olacağı bildirilmiştir (L.M.Romeo ve diğ., 2007)

Sonuç itibarıyla amine absorpsiyon ile CO₂'nin ayrıştırılarak sıvılaştırılması yönteminin henüz optimum entegrasyonu sağlanmış değildir. Güç ve verimlilikteki kayıplar yüzünden ekonomik ve verimlilik optimizasyonları uyuşmamaktadır. Bu yüzden daha ayrıntılı ve ileri çalışmaların yapılması gerekmektedir.

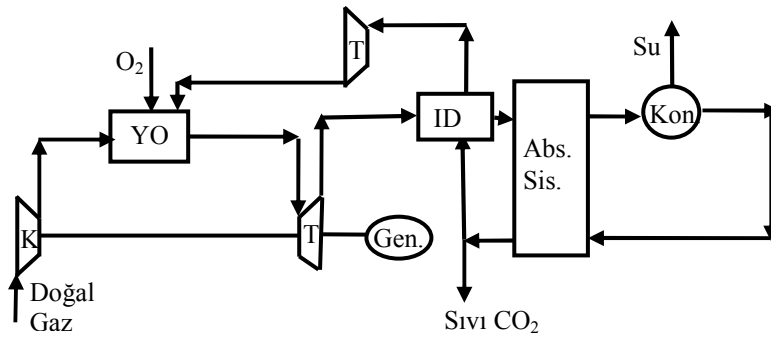
10-İyon membranlı çevrim: Bu çevrimde yanma odasında oksijen metanla yakılarak egzoz gazları bir türbinde genişletildikten ve ısısının bir kısmını basınçlı havaya ve CO₂'ye verdikten sonra bir kondanserde soğutulur. Su buharı, su olarak ayrıldıktan sonra geri kalan CO₂ bir kompresörde sıkıştırılıp bir kısmı depolanmaya gönderilirken arta kalanı egzoz gazından aldığı ısı ile bir türbinde genişletilir ve daha sonra iyon transfer membranında sıcak ve basınçlı havadaki oksijen iyonlara dönüştürülüp membrandan geçer ve CO₂+O₂ şeklinde yanma odasına verilir.

İyon transfer membranı sık gözeneksiz seramik membrandan oluşur ve işlem 15–40 bar basınç ve 800–900 °C sıcaklıkta gerçekleşir. Şekil 2.17’de gösterilen bu çevrimi, Yantovski ve arkadaşlarının termodinamik analizini yaptığı ve verimi % 46–56 civarında (1300–1500 °C için) bulup, bununla ilgili ileri çalışmaların kojenerasyon ve diğer CO₂’yi bertaraf eden çevrimlerde kullanılmasını ileri sürmüşlerdir (Kvamsdal ve diğ., 2007).



Şekil 2.17: İyon membranlı çevrim şeması

11-Absorbsiyon soğutmalı çevrimler: Şekil 2.18’de gösterilen bu çevrimlerde egzoz gazının ısısı bir absorbsiyonlu sistemde kullanılarak su buharı alınmış egzoz gazı yani CO₂ gazı soğutulur ve sıvılaştırılır.



Şekil 2.18: Absorbsiyon soğutmalı basit çevrim şeması

Doğal gaz oksijen ile yakıldığı için egzoz gazları sadece CO₂ + H₂O olduğundan ısısı türbinden geçtikten, atık ısı geri kazanım cihazında ve absorpsiyonlu sistemde

kullanıldıktan sonra bir kondanserde bir miktar soğutulup H₂O gazı yoğunlaştırulup su şeklinde ayrıştırılır.

Absorbsiyonlu sistemde sıvılaştırılan CO₂'nin bir kısmı depolanmaya gönderilirken bir kısmı da ısı değiştiricisinde ısıtılarak bir türbinden geçirilir ve yanma odasına gönderilir. Kvamsdal ve diğ., (2007), makalelerinde biraz daha karmaşık olan, ama temel yapısı yukarıdaki şekilde görülen çevriminin, (COOLENERG Proses) analizinde verimin % 53,9 civarında olduğunu bildirmişlerdir.

Yukarıda anlatılan sıfır emisyonlu güç çevrimlerinin, verimleri, avantajları, dezavantajları ve kojenerasyonlarının mümkün olup olmadığı, karşılaştırmalı olarak Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2: Sıfır emisyonlu güç çevrimlerinin karşılaştırılması

Çevrim	Sistemin Verimi (%)	Avantajı	Dezavantajı	Kojenerasyon
Amine	47,9	-	Optimum entegrasyon sağlanamamış	Mümkün
ATR	46,9	Ağır karbonlu yakıtlar için uygun	Verim düşük	Mümkün
Oxyfuel CC	47	Büyük ölçekler mümkündür	-	Mümkün
Water Cycle (Su)	45	Büyük ölçekler mümkündür	-	-
Graz	49	Büyük ölçekler mümkündür	-	Mümkün
CLC	51,3	100% CO ₂ ayrıştırma	Geliştirilme aşamasında	Mümkün
MSR-H ₂	49,6	-	Geliştirilme aşamasında	Mümkün
AZEP 100%	50	CO ₂ ayrıştırma maliyeti düşük	Geliştirilme aşamasında	Mümkün
AZEP 85%	52,5	AZEP 100%'den daha verimli	85% CO ₂ ayrıştırma	Mümkün
SOFC/GT	67,3	Verimli	Büyük ölçekler denenmemiştir	-
İyon Membranlı	56	-	Geliştirilme aşamasında	Mümkün
Absorbsiyon Soğutmalı	53,9	-	-	Mümkün

2.2.2. CO₂'nin kimyasal reaksiyonla zararsız bileşik oluşturan çevrimler

Metal oksitle uzaklaştırma yöntemi kullanan bu çevrimde ASU'da ayrıştırılan oksijen yanma odasına gelen metan ile reaksiyona sokularak elde edilen egzoz gazları, bir türbinde genişletilerek, bunun bir kısmı kalsiyum oksitin kullanıldığı reaksiyon odasına verilir. Burada CO₂ kalsiyum karbonata dönüşür ve zararsız bir şekilde doğaya atılır. Çevrimin ekserji verimi % 56 civarındadır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Termodinamik Modeli

3.1.1. Birinci kanun analizi

Kojenerasyon tesisleri değişik cihazlardan oluşmakta ve bu cihazlarda sıcaklık, basınç, kimyasal kompozisyon değişimi olmaktadır. Ayrıca yanma odasında bir kimyasal reaksiyon gerçekleşmektedir. Bu tezde sistemlerin analizinde yapılan kabuller aşağıdaki gibidir (Bejan ve diğ., 1996).

- Kojenerasyon sistemi sürekli rejimde çalışmaktadır.
- İdeal gaz karışımı kanunları hava ve egzoza uygulanmıştır.
- Yakıt olarak metan seçilip ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Yakıtın yüksek basınçta yanma odasına gönderildiği kabul edilmiştir.
- Yanma tam yanmadır ve N_2 gazı indirgenmemiştir. Yani NO_x oluşumu yoktur.
- Yanma odasındaki ısı kaybı yakıt üst ısı değerinin % 2 kadarıdır. Diğer elemanlarda ısı kaybı yoktur.
- Kinetik ve potansiyel enerji etkisi göz önüne alınmamıştır.

Kontrol yüzeyinin kütle alışverişi olan her bir bölgesinde maddenin özelliklerinin düzgün dağılım gösterdiği, bununla birlikte bir andaki iş ve ısı alışverişleri zamanla değişmediği açık sistemler sürekli akışlı sürekli açık (SASA) olarak tanımlanır.

Açık sistem ve kararlı rejim durumu için termodinamiğin 1. Kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_c \dot{m}_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) = 0 \quad (3.1)$$

Kütlenin korunumu kanunu (sürekli rejimde) aşağıdaki gibi yazılır.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (3.2)$$

Maddenin iç enerji ve entalpi özellikleri doğrudan ölçülemediğinden basınç, sıcaklık ve özgül hacim gibi doğrudan ölçülebilen özelliklere bağlı bağıntılar yazılır. Böylece iç enerji ve entalpi fonksiyonları elde edilir. Mükemmel gazlar için özellik bağıntılarında kullanılan sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılar elde edilir. Buradan

$$c_{v0} = \left(\frac{du}{dT} \right)_{v=st} \quad (3.3)$$

$$c_{p0} = \left(\frac{dh}{dT} \right)_{p=st} \quad (3.4)$$

bulunur (Çengel ve Boles, 2000). Yukarıda görüldüğü gibi mükemmel gazın sabit basınç ve hacimde özgül ısıları sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Bu özgül ısılar arasındaki ilişki

$$c_{p0} - c_{v0} = R \quad (3.5)$$

şeklinde olup R gaz sabiti, evrensel gaz sabitinin ($\bar{R}$) o maddenin mol kütlesine bölünmesi ile elde edilir.

$$R = \bar{R} / M \quad (3.6)$$

İç enerjilerin ve entalpilerin mükemmel gazın sıcaklığına bağlı olarak değişimi

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 c_{v0} dT \quad (3.7)$$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 c_{p0} dT \quad (3.8)$$

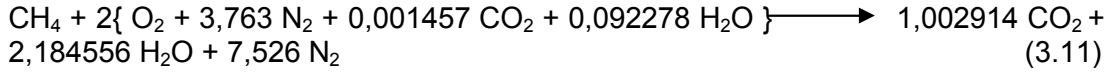
Böylece SASA için

$$\sum_C \dot{Q} - \sum_C \dot{W} = \Delta \dot{H} \quad (3.9)$$

$$\Delta \dot{H} = \sum_{\text{çık.}} \dot{n}h - \sum_{\text{gir.}} \dot{n}h \quad (3.10)$$

Bulunur (Çengel ve Boles, 2000).

Yakıt bileşenlerinin oksijenle birleşmesi ile kimyasal enerjinin ısı enerjisiye dönüştüğü işleme yanma denir. Yanma da reaksiyona giren maddelerin toplam kütlesi reaksiyondan çıkan maddelerin toplam kütlesine eşit olup, her elementin atom sayısı sabit kalmakta ancak reaksiyona giren ve çıkan maddelerin mol sayısı değişmektedir. Yanma reaksiyonunun tam olarak ve ideal gerçekleştiği kabulü ile aşağıdaki kimyasal reaksiyon temel alınmış, ayrıca yanma odasında kullanılan yakıt olarak, hesapları basitleştirmek için metan gazının olduğu varsayılmıştır.



Tam (teorik) yanma için gerekli olan minimum hava miktarına stokiyometrik hava miktarı denir. Ancak hemen her zaman yanmanın tam olması için teorik hava miktarından daha fazla hava kullanılır. Gerçek hava miktarının teorik hava miktarına oranına hava fazlalık katsayısı denir. Yüzde (%) fazla hava olarak ifade edilir (Büyüktür, 2000).

$$h_{fk} = \frac{\text{Gerçek hava miktarı}(kg)}{\text{Teorik hava miktarı}(kg)} \quad (3.12)$$

Yanma işleminde maddelerin miktarı ve cinsi değiştiğinden genel bir referans haline göre özellikler ve özellik bağıntıları kullanılmaktadır. Referans hal olarak normal şartlar (25 °C, 100 kPa) seçilir. Normal şartlarda bulunan O₂, N₂, Fe, C, Al gibi maddelerin entalpileri sıfır kabul edilir ve bu maddelerden elde edilen CO₂, H₂O, CO, FeO, AlO, NO gibi maddelerin oluşumu için verilen veya çekilen ısı miktarına formasyon ya da oluşum (h_f^0 ya da $h_{oluş.}$) entalpisi denir (Büyüktür, 2000). Bazı maddelerin formasyon oluşum entalpileri Tablo 3.1.'de gösterilmiştir.

$$h = \Delta h_{oluş.} + \int_{T_0}^T c_p dT \quad (3.13)$$

Entalpilerin genel denklemi (298,15<T<T_{max} ve P_{ref}=1 bar için, $y=10^{-3}T$)

$$c_p^0 = a + by + cy^{-2} + dy^2 \quad (3.14)$$

$$h^0 = 10^3 \left(H^+ + ay + \frac{by^2}{2} - cy^{-1} + \frac{dy^3}{3} \right) \quad (3.15)$$

olarak alınmıştır (Bejan ve diğ., 1996).

Tablo 3.1’de oluşum entalpilerininin dahil olduğu entalpilerin denklemleri sıcaklığın fonksiyonu olarak verilmiştir (Bejan ve diğ., 1996). Çevrimde kullanılan iş akışkanı ister egzoz, ister hava olsun aslında bir gaz karışımıdır. Gaz karışımının özellikleri ise onu oluşturan gazların yani karışanların karışımındaki miktar ve özelliklerine bağlıdır.

Tablo 3.1: Çevrimlerde kullanılan saf maddelerin entalpilerinin genel denklemleri (oluşum entalpileri dahildir) (Bejan ve diğ., 1996).

Madde	M (Kg/mol)	Geçerli aralık (K)	h^0 (kJ/kmol) $y=10^{-3}T$ (T (K))
CH ₄	16,043	298,15- 2000	$h^0_{CH_4} = 10^3(-81,242 + 11,933y + 77,647 \frac{y^2}{2} - 0,142 y^{-1} - 18,414 \frac{y^3}{3})$
N ₂	28,013	298,15- 3000	$h^0_{N_2} = 10^3(-9,982 + 30,418y + 2,544 \frac{y^2}{2} + 0,238 y^{-1})$
O ₂	31,999	298,15- 3000	$h^0_{O_2} = 10^3(-9,589 + 29,154y + 6,477 \frac{y^2}{2} + 0,184 y^{-1} - 1,017 \frac{y^3}{3})$
CO ₂	44,01	298,15- 3000	$h^0_{CO_2} = 10^3(-413,886 + 51,128y + 4,368 \frac{y^2}{2} + 1,469y^{-1})$
H ₂ O (Buhar)	18,015	298,15- 2000	$h^0_{H_2O} = 10^3(-253,871 + 34,376y + 7,841 \frac{y^2}{2} + 0,423 y^{-1})$
H ₂ O (Sıvı)	18,015	298,15- 500	$h^0_{H_2O} = 10^3(-289,932 + 2,355y + 109,198 \frac{y^2}{2} - 2,033y^{-1})$

Karışımında karışanın mol sayısının (n_i) toplam mol sayısına (n) oranına mol oranı (x_i) denir.

$$x_i = \frac{n_i}{n} \quad (3.16)$$

Bir karışanın kütesinin toplam kütleyle oranına ise kütle oranı denir.

$$y_i = \frac{m_i}{m} \quad (3.17)$$

Özgöl ısıların sıcaklıkla değişmediği ve sabit alındığı klasik yöntem ile gerçek durum arasında kojenerasyon tesislerinin analizinde sonuçlarda % 10–15 civarında bir fark ortaya çıkmaktadır (Bejan ve ark, 1996). Bundan kaçınmak için özgöl ısılar, entalpiler ve entropiler sıcaklığın fonksiyonu olarak alınmışlardır. Böylece yüksek sıcaklıklara çıkılabilen gaz türbinlerinde hatalar en aza indirilmiştir. Yayımlanmış araştırma makalelerinin bir kısmında özgöl ısıların sabit alındığı görülmüştür. Mol oranı ile kütle oranı arasında M_i karışanın mol kütlesi ve M_{kar} karışımın mol kütlesi olmak üzere aşağıdaki ilişki yazılabilir.

$$y_i = x_i \frac{M_i}{M_{kar}} \quad (3.18)$$

ya da uygun şekilde toplamı alınırsa

$$M_{kar} = \sum x_i \cdot M_i \quad (3.19)$$

bulunur. Mol oranları bilinen bir gaz karışımı içinde kütle oranları

$$\frac{1}{M_{kar}} = \sum \frac{y_i}{M_i} \quad (3.20)$$

Karışımın gaz sabiti ile karışımın molar özgöl ısıları aşağıdaki gibidir.

$$R_{kar} = \sum x_{m_i} R_i \quad (3.21)$$

$$\overline{c_{p0}} = \sum x_i \overline{c_{p0_i}} \quad (3.22)$$

$$\overline{c_{v0}} = \sum x_i \overline{c_{v0_i}} \quad (3.23)$$

Atık ısı geri kazanım cihazı için etkinlik

$$\mathcal{E} = \frac{T_{soç} - T_{sog}}{T_{suc} - T_{sog}} \quad (3.24)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi içinde aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır (Çengel ve Boles, 2000).

$$q_{kay} + q_{buh} = q_{abs} + q_{yoğ} \quad (3.25)$$

Soğutma tesir katsayısı

$$STK = q_{buh} / q_{kay} \quad (3.26)$$

Dolaşım oranı

$$f = \text{zengin eriyik debisi} / \text{sogutucu akiskan debisi} \quad (3.27)$$

3.1.2. İkinci kanun analizi

Eğer sistem, belli bir hal değişiminden sonra çevrede hiçbir etki bırakmaksızın başlangıçtaki haline dönebiliyorsa sistemin bu hal değişimi tersinirdir denir. Tersinir hal değişiminde hal değişimi sonsuz küçük hızda gerçekleşir ve termodinamik denge halinden sapmalar sonsuz küçük mertebededir. Gerçek işlemlerde ise hal değişimi belli bir hızda olup, hal değişimleri herhangi bir mertebede tersinmezdir. Denge halinden sapma büyüdükçe hal değişim hızı artar ve tersinmezlik büyür. T sistem sınırındaki sıcaklık, ∂Q sonsuz küçük hal değişiminde sistemin çevre ile ısı alışverişi olmak üzere tersinir bir hal değişiminde entropi değişimi şöyle yazılabilir (Çengel ve Boles, 2000).

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{tr} \quad (3.28)$$

Tersinir adyabatik hal değişiminde ısı alışverişi sıfır olduğundan entropi değişimi sıfır olup entropi sabit kalmaktadır.

$$S_2 - S_1 = 0 \quad (3.29)$$

Mükemmel gazlar için molar olarak entropi değişimi şu şekilde yazılabilir.

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \frac{dv}{v} \quad (3.30)$$

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} dT - \bar{R} \frac{dP}{P} \quad (3.31)$$

Bu ifadelerin integrasyonu ile iki nokta arasındaki molar entropi değişimi şu şekilde bulunur (Çengel ve Boles, 2000).

$$\bar{s}(T_2, P_2) - \bar{s}(T_1, P_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.32.a)$$

$$\bar{s}(T_2, v_2) - \bar{s}(T_1, v_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (3.32.b)$$

Özgöl ısıların ortalama bir sıcaklık için sabit kabul edilmeleri halinde mükemmel kabul edilen gazlar için tersinir adyabatik hal değişimi için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (3.33)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad (3.34)$$

$$P.v^k = T.v^{k-1} = T.P^{\frac{(1-k)}{k}} \quad (3.35)$$

Kimyasal reaksiyon olan işlemlerde, entropi değişimlerinin bulunmasında bütün maddeler için ortak bir referans hali seçilerek mutlak entropi tanımı yapılır (Büyüktür, 2000).

Tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarına kullanılabilirlik ya da ekserji denir. Fiziksel ve kimyasal olmak üzere iki bileşeni mevcuttur. Mükemmel gaz karışımlarının fiziksel ekserjisi molar olarak saf ve karışım halindeki maddeler için şu şekilde yazılabilir.

$$e_{fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0.(s - s_0) = \int_{T_0}^T \bar{c}_{p0}(T) dT - T_0 \cdot \left(\int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_{p0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (3.36)$$

$$e_{fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0)_{kar} - T_0.(s - s_0)_{kar} = \sum_i x_i \left[\int_{T_0}^T \bar{c}_{p0i}(T) dT - T_0 \cdot \left(\int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_{p0i}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \right] \quad (3.37)$$

Kimyasal ekserji referans haldeki (T_0, P_0) bir maddenin civarı ile kimyasal bileşim bakımından termodinamik denge haline gelmesi sırasında elde edilebilecek maksimum faydalı iştir. Her bir maddenin kimyasal yapısı farklı olduğundan kimyasal

ekserjisi de farklıdır. Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi ise şu şekilde hesaplanır (Büyüktür, 2000).

$$\bar{e}_{kim,kar} = \sum_i x_i \bar{e}_{kim,i} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \cdot \ln x_i \quad (3.38)$$

Böylece bir akışın ya da kontrol kütlelerinin toplam ekserjisi şöyle yazılabilir.

$$\bar{E} = \bar{E}_{fiz} + \bar{E}_{kim} \quad (3.39)$$

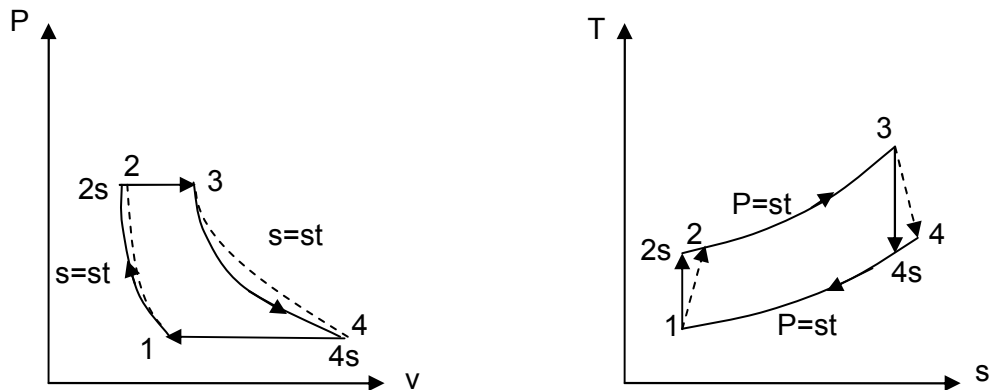
Zamandan bağımsız kararlı (giren çıkan kütle miktarları birbirine eşit) açık sistemler için ekserji denklemi

$$\sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_i T_0 S_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \sum_j T_0 S_j + \sum \dot{Q}_k - \sum \dot{Q}_k \frac{T_0}{T_k} - \dot{W} = \dot{E}_{KAYIP} \quad (3.40)$$

Burada birinci toplam terim (i alt indisli) giren ekserji, ikinci toplam terim (j alt indisli) ve W toplamı çıkan ekserji, üçüncü toplam terim (k alt indisli) sistemde üretilen ekserji ve $E_{kayıp}$ kayıp ekserjidir. Bir sistemin ikinci kanun verimi elde edilen ekserjinin beslenen ekserjiye oranıdır (Büyüktür, 2000).

$$\dot{E}_{KAYIP} = T_0 \left[\sum_j S_j - \sum_i S_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right] \quad (3.41)$$

$$\eta_{ekver} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Beslenen ekserji}} \quad (3.42)$$



Şekil 3.1: Gerçek Brayton çevrimi (Gaz türbini çevrimi) P-v ve T-s diyagramı

Gerçek Brayton çevriminin P-v ve T-s diyagramları şekil 3.1’de verilmiştir. Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbinlerinde dört içten tersinir hal değişimi mevcuttur.

- 1–2 kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2–3 sisteme sabit basınçta ısı geçişi
- 3–4 türbinde izentropik genişleme
- 1–4 çevreye sabit basınçta ısı geçişi

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edildiğinden ve özgül ısılar sabit (hesaplarda sabit alınmamıştır ve sıcaklığa bağlı özgül ısı denklemleri yukarıda verilmiştir) kabul edilerek Brayton çevriminin verimi (1–2 ve 3–4 hal değişimleri izentropik ve $P_2=P_3$ ve $P_1=P_4$ olduğu kabul edilerek),

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{W_{net}}{Q_{BESLEN.}} = \frac{Q_{BESLEN.} - Q_{çıkış}}{Q_{BESLEN.}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.43)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.44)$$

Bu bağıntılar ısı verim için de yazılırsa,

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (3.45)$$

Bulunur ki, burada $r_p=P_2/P_1$ kompresör sıkıştırma oranıdır. Bu da çevrimin ısı veriminin basınç oranına (kompresör sıkıştırma oranına) ve aracı akışkanın özgül ısılarının oranına bağlı olduğunu gösterir (Çengel ve Boles, 2000).

3.1.3. Performans analizi

Kojenerasyon tesislerinin performans analizi zor ve karmaşıktır. Bir termal sistem için performans analizi sistemin tümünün ve sistemi oluşturan her bir cihazın performansı olmak üzere iki ayrı çalışma şeklinde yapılabilir. Her bir cihazın performansı tüm sistemin de performansını etkilediğinden her iki çalışmanın gerekliliği anlaşılabilir. Kojenerasyon tesislerinin performansını ortaya koymak için tüm sistemin ısı oranları, ürünleri ve cihazların güçleri ortaya konmalıdır. ASME’ye göre gaz türbinli bir kojenerasyon tesisinin performansını ortaya koyan önemli parametreler (tasarıma ait olanlar alınmamıştır) tüm sistem için güç, giren hava

kütlesi, ısı güç oranı, verimler ve (c_p) özgül ısılardır (Boyce, 2002). Her bir cihaz için hesaplanması gereken parametreler ise kompresör için verim, tükettiği enerji, kayıp enerji, havanın giriş basıncı, sıcaklığı ve nemidir. Yanma odası için verim, çıkış sıcaklığı, özgül yakıt tüketimi, türbin için verim, ürettiği güç, kayıp enerji, giriş çıkış basınçları hesaplanmalıdır. Atık ısı geri kazanım cihazı, etkinlik, giriş çıkış sıcaklıkları, suyun giriş çıkış sıcaklıkları, suyun debisi ve enerjisi hesaplanmalıdır. Rekuperatör için etkinlik, verim, havanın giriş çıkış sıcaklıkları, egzozun giriş çıkış sıcaklıkları hesaplanmalıdır. Buhar türbini için ürettiği güç, elektrik ısı oranları, verim, enerji kayıpları hesaplanmalıdır. ASME'ye göre gaz türbinli kojenerasyon tesisi için aşağıdaki belli başlı performans eğrileri çizilmelidir (Boyce, 2002).

1-Kompresör giriş sıcaklığının gaz türbini gücü, ısı güç oranları, yakıt tüketimi, egzoz sıcaklığı, egzoz akışı üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

2- Yanma odasına buhar enjeksiyonunun güç, ısı güç oranları üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

3- Yanma odasına buhar enjeksiyonunun, kompresör giriş sıcaklığı fonksiyonu olarak güç üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

4- Yanma odasına buhar enjeksiyonunun, kompresör giriş sıcaklığı fonksiyonu olarak ısı güç oranları üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

5-Hava neminin güç ve ısı güç oranları üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

6- Gaz türbini egzoz debisinin, sıcaklığının fonksiyonu olarak, elde edilen buhar debisi üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

Bunların yanında ayrıca bu tezde aşağıdaki performans eğrileri de hazırlanıp analiz edilecektir.

1) Hava yakıt oranının; güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları üzerine etkisi ile ilgili eğriler,

2) Kompresör giriş sıcaklığının, hava yakıt oranının fonksiyonu olarak güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, maliyet ağırlıklı kullanım faktörü, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları üzerine etkisi ile ilgili eğriler,

3) Kompresör giriş sıcaklığının kompresör sıkıştırma oranının fonksiyonu olarak değişiminin güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları, kayıp enerjileri üzerine etkisi ile ilgili eğriler,

4) Hava yakıt oranının kompresör sıkıştırma oranının fonksiyonu olarak değişiminin güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları, kayıp enerjileri üzerine etkisi ile ilgili eğriler,

5) Hava neminin sıkıştırma oranının fonksiyonu olarak değişiminin güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları üzerine etkisi ile ilgili eğriler,

6) Kompresör giriş basıncının hava yakıt oranının fonksiyonu olarak güçler, verimler, elde edilen ürünlerin maliyeti, yakıt enerjisi kazanç ve ısı artma oranları, elektrik ısı oranları, yakıt tüketimi, yanma odası ve türbin giriş çıkış sıcaklıkları üzerine etkisi ile ilgili eğriler.

3.1.4. Değerlendirme kriterleri

Üretici firmaların çok olmasından dolayı ve santral çeşitlerinin fazla olması sebebi ile uygun kojenerasyon sisteminin standart bir seçim yöntemi mevcut değildir. Ancak seçim yapılırken ve sistem tasarımı yapılırken, en temel olan termodinamik, işletme, ekonomik ve termoekonomik faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekir.

a- Termodinamik faktörler: Çevrim analizi termodinamik yöntemlerle yapılarak elde edilecek her birim elektrik miktarı için harcanması gereken yakıt miktarı bulunmalıdır. Çevrimin her bir durum için kayıp miktarları görülebilmelidir. Kojenerasyon tesisinin kurulacağı rakım, çevre sıcaklığı ve nem oranı, kullanılacak

yakıtın bileşimi gibi kojenerasyon tesisinin çıkış gücünde düşüşe yol açacak çevresel faktörler saptanmalıdır. Sistemin termodinamik performansının değerlendirilmesinde aşağıdaki kriterler göz önüne alınır (Horlock, 1997).

Verim (enerjiden faydalanma oranı) ya da çevrimin genel verimi çevrimden elde edilen net iş ile çevrimden elde edilen faydalı ısının toplamalarının, çevrime yakıtla beslenen enerjiye oranı olarak tanımlanır.

$$\eta = \frac{W + Q_{buh.}}{Q_{BESLEN.}} \quad (3.46)$$

Elektrik verimi, çevrimde elde edilen işin verilen yakıt enerjisine oranı, ısı verimi ise çevrimde elde edilen ısı enerjisinin verilen yakıt enerjisine oranıdır (Horlock, 1997).

$$\eta_{elek} = \frac{W}{Q_{BESLEN.}} \quad (3.47)$$

$$\eta_{isıl} = \frac{Q_{buh}}{Q_{BESLEN.}} \quad (3.48)$$

Elektrik ısı oranı da aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$EIO = \frac{W_{net}}{Q_{net}} \quad (3.49)$$

Yapay termal verimlilik, elde edilen işin, iş üretimi için kullanılan yakıtın ısı değerine oranıdır (Horlock, 1997).

$$\eta_a = \frac{W}{Q_{BESLEN.} - (Q_{NET} / (\eta_{YO})_H)} \quad (3.50)$$

$$\eta_{elekt.} = W / Q_{BESLEN.} \quad (3.51)$$

Yakıt enerjisi kazanç oranı, konvansiyonel sistemlerde elektrik ve ısı üretimi için ayrı ayrı harcanan yakıt miktarının, kojenerasyon tesisinde bileşik üretim için kullanılan yakıt miktarları farkının, konvansiyonel sistemde elde edilen toplam yakıt miktarına oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki bağıntıda verilmiştir. Bu kriter kojenerasyon tesislerini değerlendirmede en açıklayıcı ve kapsamlı olanıdır (Horlock, 1997).

$$\Delta Q_{BESLEN.} = (Q_{NET} / (\eta_{YO})_H) + (W / \eta_{elekt.}) - Q_{BESLEN.} \quad (3.52)$$

Burada $\Delta Q_{BESLEN.}$ konvansiyonel sisteme göre tasarruf edilmiş ısı miktarı olup,

$$(Q_{NET} / (\eta_{YO})_H) + (W / \eta_{elekt.})$$

toplamı konvansiyonel sistemde ısı ve işin ayrı ayrı üretilmesi durumunda harcanan toplam enerji ve $Q_{BESLEN.}$ ise kojenerasyon sisteminde harcanan yakıt miktarının ısı enerjisidir. Konvansiyonel (yani ısı ve elektriğin ayrı ayrı sistemlerde elde edildiği) sistem için boiler ya da yanma odası verimi $(\eta_{YO})_H = 0,9$ ve elektrik verimi $\eta_{elekt.} = 0,4$ alınmıştır. Yakıt enerjisi kazanç oranı (YEKO) ise şöyle yazılabilir.

$$YEKO = \frac{\Delta Q_{BESLEN.}}{\left(\frac{Q_H}{(\eta_{YO})_H} + \frac{W}{\eta_{elekt.}} \right)} \quad (3.53)$$

Isı artma oranı kriteri ise, termodinamik performans kriteri olup bu oranda yakıt enerjisi artırıldığında elektrik enerjisinin artımı ile ilgili bilgi verir. Kojenerasyon sistemine I. Kanun uygulandığında $((Q_{ATIK})_{CG})$ kullanılmayan ısı enerji olmak üzere)

$$(\eta_{YO})_{CG} Q_{BESLEN.} = (Q_{NET})_{CG} + W_{CG} + (Q_{ATIK})_{CG} \quad (3.54)$$

$$Q_{BESLEN.CG} = \frac{(Q_{NET})_{CG}}{(\eta_{YO})_{CG}} + (IAO)_{CG} W_{CG} \quad (3.55)$$

$$(IAO)_{CG} = \frac{Q_{BESLEN.CG}}{W_{CG}} - \frac{(Q_{NET})_{CG}}{(\eta_{YO})_{CG} W_{CG}} = \frac{1}{\eta_{elekt.}} - \frac{\lambda_{CG}}{(\eta_{YO})_{CG}} \quad (3.56)$$

şeklindedir. Burada (η_{YO}) yanma odası verimidir (Horlock, 1997).

Z faktörü denilen kayıp enerjinin faydalı enerjiye oranı da şöyle tanımlanabilir (Horlock, 1997).

$$Z = \frac{Q_{BESLEN.} - (W + Q_{NET})}{W + Q_{NET}} \quad (3.57)$$

Kojenerasyon sistemini oluşturan elemanların verimleri, yani atık ısı geri kazanım cihazı, kompresör, gaz türbini, rekuperatör ve yanma odası verimleri, türbin ve kompresörün izentropik verimleri, ısı değiştirgeci ve rekuperatör etkinliği klasik termodinamik kaynaklarda tanımlanan bağıntılar yardımı ile hesaplanabilir. Bunların formülleri yukarıda verilmiş olup kojenerasyon tesisinde kullanılan cihazların durumu kolaylıkla incelenebilir.

b- İşletme faktörleri: Kullanılabilecek yakıt türleri saptanmalı ve bunların temini tesisin seçimi aşamasında düşünülmelidir. Kullanılacak yakıtın maliyet ve temininde karşılaşılabilecek problemler ve ekonomik dalgalanmalardan ne ölçüde etkileneceği de göz önüne alınmalıdır. Sistem buhar amaçlı kuruluyorsa, üretilecek olan elektrik fazlalığı için bunun satış yolları araştırılmalıdır. Satış imkânları yoksa üretilecek buharın ne kadarından vazgeçilebileceği düşünülmelidir. Sistem elektrik amaçlı kuruluyorsa, ortaya çıkan ısıнын işletmede kullanılma yolları araştırılmalıdır. Kullanım alanı yoksa bu ısıdan tekrar elektrik elde etmek için alternatif sistemler düşünülmelidir (Bejan ve diğ., 1996).

Sistem güvenilir olmalıdır. Sistem elektriği ya da buharı ya da her ikisini birden güvenilir ve sürekli bir şekilde sağlamalıdır. Kojenerasyon tesisinin yeni mi, yoksa mevcut tesisin dönüştürülmesi ile mi, ya da mevcut sisteme ek mi olacağı saptanmalıdır. Eğer mevcut sisteme ek olacaksa, mevcut sistemin olanakları ve yapısı göz önüne alınmalı ve sistem buna göre modifiye edilmelidir (Wilkinson ve Barnes, 1993). İşletim sırasında kojenerasyon sisteminin gerektireceği tamir-bakım göz önüne alınarak, tamir-bakımı planlı olarak yapılmalıdır. Yıl içinde yapılacak start sayısı göz önünde bulundurulmalıdır.

c- Ekonomik faktörler: Sistemin yıllık nakit akışı hesaplanarak kendini ne kadar sürede amorti edeceği hesaplanır. Yatırım maliyeti, vergiler, enerji maliyeti, işletme maliyetleri, nakit akışı ve dönüş hızı gibi faktörler göz önüne alınır. Maliyet hesabı yapılırken kuruluş ve işletme giderleri hesaplanır. İleride daha ayrıntılı açıklanacaktır.

Kojenerasyon tesislerinin maliyeti yüksek olduğundan, sonuçta sadece belirli bir miktarın üzerinde enerji tüketimi gerçekleştiğinde kurulması cazip olmaktadır. Uygun bir sistem seçimi için genellikle dört temel seçim yöntemi uygulanmaktadır (Wilkinson ve Barnes, 1993).

Yargısal seçim en basit, en ucuz maliyetli yaklaşımdır. Sistemlerin özellikleri incelenerek seçim yapılır. Uzman kişilerce gerçekleştirildiğinde iyi sonuçlar verebilir. İstenen tasarımın modülasyonu yönteminde simülasyon yöntemi ile uygun seçim yapılır. Uzlaşılan sistemin seçimi yöntemi yargısal seçimden daha detaylı ancak bilgisayar modellemesinden daha az karmaşıktır. Belli konularda feragat ederek optimum nokta bulunmaya çalışılır. Tüm yapılabilir (fizibil) sistemlerin değerlendirilmesi yöntemi belirlenmiş kriterlere göre tüm kojenerasyon sistemlerinin değerlendirilmesidir (Bejan ve diğ., 1996).

d- Termoekonomik yöntem kullanmak: Son yıllarda termal sistemlerin tasarımında gittikçe önem kazanan bir yöntem olup, termal sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa dayanan termodinamik model ile yine ikinci kanuna dayandırılan ekonomik modelin birleştirilmesiyle oluşan bir yöntemdir. Bu yöntemdeki amaç kojenerasyon sistemi içinde yer alan tüm cihazların ekserji verimine ve cihazların ürünlerinin ekserjisine bağlı olan yatırım maliyetleri ile sistemin işletilmesi için gerekli yakıt vs. ekserji maliyetlerinin bir amaç fonksiyonunda birleştirilerek, bu amaç fonksiyonunu istenilen elektrik ve ısı güç için minimum yapacak çevrim değişkenlerinin elde edilmesini sağlamaktır. Bu amaç fonksiyonu bir kojenerasyon tesisi için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{C}_T = \dot{Z}_K + \dot{Z}_{YO} + \dot{Z}_T + \dot{Z}_{AIGK} + c_Y \dot{E}_Y - c_{el} \dot{W} - c_Q \dot{E}_Q \quad (3.58)$$

Bu amaç fonksiyonunun ilk dört terimi yatırım maliyetleri ile ilişkilidir. Sistemden beklenen güç kapasiteleri için bu amaç fonksiyonunu minimum yapan sistem parametreleri elde edilerek en optimum çözüme ulaşılır. Böylece yatırımı yapılacak

sistemin hem termodinamik açıdan hem de içinde bulunulan ekonomik şartlarda en uygun seçimi yapılır (Bejan ve diğ., 1996).

3.2. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Ekonomik Modeli

Termal sistemin ekonomik analizinde, gereken toplam sermaye, yakıt maliyetleri, çalıştırma ve tamir-bakım masrafları ve sonuçta üretilen ürünün (buhar veya elektrik) maliyeti hesaplanmalıdır. Bu hesaplar yapılırken mühendislik ekonomisinin yöntemleri kullanılarak ekonomik, teknolojik ve çevre ile ilgili tahmin ve kabuller yapılmak zorundadır. Bu kabul ve tahminlerden bazıları, gelecek yıllardaki enflasyon oranı, maliyet değişimleri, vergiler, tesis finansmanı, değer kayıpları, verimlilik, karlılık, fiyat değişimleri gibi faktörlerdir (Moran ve Tsatsaronis, 2000).

Termal sistemin tasarımını etkileyen en önemli faktörlerden biri elde edilen ürünün maliyeti ve piyasadaki değeridir. Maliyetin minimum ve kazancın maksimum olduğu tasarım türü aranan ve istenen türdür. Bunun içinde maliyetin bu günkü ve gelecekteki değerinin hesaplanmasında sabit (üretim miktarına bağlı olmayan) ve değişken maliyetlerin (işçilik, yakıt fiyatları, faiz, enflasyon oranları gibi) başarılı ve tutarlı bir şekilde tahmini ve hesabı yapılmalıdır (Peters ve diğ., 2003).

Maliyet hesabına başlamadan önce tesisin cihazları, gücü, verimlilikleri, enerji ve ekserji akışları gibi termodinamik parametreler belirlenmelidir. Maliyet hesabını her firma kendine özgü saptadığı yöntemlerle yapar, ancak burada tesisin kuruluş amacı olan üretilecek asıl ürünün maliyetini hesaplamada en çok kullanılan ihtiyaç duyulan gelir metodu kullanılacaktır (Peters ve diğ., 2003). Bu metotta ana ürünün maliyeti aşağıdaki dört adımda hesaplanacaktır.

- 1) Toplam yatırım maliyetinin hesabı ve tahmini
- 2) Ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametrelerinin belirlenmesi
- 3) İhtiyaç duyulan toplam gelirin hesaplanması
- 4) Ürün maliyetinin bu günkü değerlerle hesaplanması

3.2.1. Gaz türbinli kojenerasyon tesislerinin kurulması için gerekli toplam yatırımın yaklaşık hesabı

Toplam yatırım maliyeti bir defaya mahsus olup yakıt ve bakım masraflarından farklıdır. Tesisin kurulacağı arazinin satın alınması, gerekli altyapının inşası ve servis faaliyetleri toplamı alan maliyetlerini oluştururken, gerekli cihazların satın alınması ve kurulumu, boruların döşenmesi, kontrol ve düzenlemesi, elektrik ekipmanı maliyetleri alan üzerindeki maliyetleri oluşturmakta ve toplamı direkt maliyetleri oluşturup, mühendislik ve denetim, kurucu maliyetleri ve öngörülemeyen masrafların toplamı endirekt maliyetleri oluşturmakta ve direkt ve endirekt maliyetlerin toplamı toplam kuruluş sermayesini oluştururken, çalıştırma maliyeti, çalışma sermayesi, fon ve vergi maliyetleri toplamı kuruluştaki diğer masraflar toplamını oluşturur. Toplam kuruluş sermayesi ile kuruluştaki diğer masraflar toplamı toplam sermaye miktarını oluşturur (Peters ve diğ., 2003).

Sistemin ekonomik analizinde önce cihazların her birinin fiyatı bulunur ki bu işlem satıcılardan fiyat alarak, maliyet veri tabanlarından faydalananarak, maliyet eğrileri kullanılarak veya maliyet programları kullanılarak yapılabilir. Fiyatlar cihazların güçleri oranında değiştiği için bu değişim Bejan ve diğ., (1996) tarafından verilen fiyatlar baz alınarak aşağıdaki formüle göre hesaplanmış, ve daha sonra (nyethermodynamics.com/) kaynağındaki değerler ile karşılaştırılarak uygunluğu gaz türbini, kompresör ve yanma odası için saptanmıştır. Rekuperatör ve atık ısı geri kazanım cihazı için ise CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI) değerleri kullanılarak bugünkü fiyat değerleri elde edilmiştir. Burada cihazın hesaplanan gücü için aranan fiyatı $C_{fiyatı}$, $(W+E_Q)_{ref}$ gücü yani Bejan ve diğ., (1996), tarafından verilen çevrimdeki cihazın gücü ile C_{ref} bu cihazın şimdiki fiyatı ve a katsayısı da (kaynak eksikliğinde 0.6 alınabilir) olmak üzere

$$C_{fiyatı} = C_{ref} \cdot ((\dot{W} + \dot{E}_Q) / (\dot{W} + \dot{E}_Q)_{ref})^a \quad (3.59)$$

$$C_{cihazref..2008} = C_{cihazref..1994} \left[\frac{2008 \text{ CEPCI EKIPMAN EN.}}{1994 \text{ CEPCI EKIPMAN EN.}} \right] \quad (3.60)$$

Diğer ekipmanların fiyatı da Bejan ve diğ., (1996) tarafından verildiği gibi CEPCI Ekipman endeksi kullanılarak 2008 fiyatlarına getirilmiştir.

Toplam satın alınan ekipmanların fiyatı

$$C_{ekip.} = C_{re.} + C_{gkyo.} + C_{id.} + C_{dig.2008} \quad (3.61)$$

Kurulum fiyatı ekipmanların fabrikadan taşıma ve sigortası, yükleme, boşaltma, işçilik ve diğer kurulum için gereken masrafların toplamıdır. Eğer modül şeklinde cihazlar satılıyorsa kurulum (montaj) maliyeti alınmayabilir. Ancak cihazlar tek ya da cihaz parçaları montajı tesiste yapılacak şekilde kurulum yapılacaksa, yani ekipmanların kurulum şekline göre kurulum maliyeti ekipman maliyetinin % 20 ile % 90'ı arasında değişir. Kurulum fiyatı belirsiz ise ortalama % 45 alınabilir (Peters ve diğ., 2003). Bazı çalışmalarda kurulum maliyeti borulama, elektrik tesisatı maliyeti gibi maliyetlerin içinde yer alır. Ekipmanların kurulum fiyatı oranları Bejan ve diğ., (1996) tarafından verildiği gibi alınmıştır.

$$C_{kurul.} = 0,33 C_{ekip.} \quad (3.62)$$

Borulama fiyatı cihazlar arasında ve tesisteki tüm boruların maliyeti ile boruların bağlanması ve işçiliği maliyetlerini kapsar. Borulama fiyatı satın alınan ekipmanların fiyatının % 10 ile % 70'i arasında değişir. Katı malzemelerin aktığı borulama sistemlerinde ve tesislerde % 10 civarında, akışkan malzemelerin söz konusu olduğu tesislerde % 50–70 civarında alınabilir. Veri yokluğunda bu oran katı malzemelerde % 16, katı-akışkan malzemelerde % 31, akışkan malzemelerde % 66 alınabilir. Burada da Peters ve diğ., (2003) alındığı gibi alınmıştır.

$$C_{boru.} = 0,35 C_{ekip.} \quad (3.63)$$

Tesis ölçüm ve kontrol ekipmanı fiyatı, otomasyon oranı arttıkça artar, azaldıkça azalır. Satın alınan ekipmanların fiyatının % 2 ile % 30'u arasında değişir. Bilgisayarların çok kullanıldığı ya da çok karmaşık sistemlerde bu oran % 40'a çıkabilir. Veri yokluğunda bu oran % 20 alınabilir (Bejan ve diğ., 1996). Burada bu veri (Bejan ve diğ., 1996) kaynağından alınmıştır.

$$C_{olc.kont.} = 0,12 C_{ekip.} \quad (3.64)$$

Elektrik malzeme-ekipmanı fiyatı tesisin elektrik kabloları, tesisatı, açma kapama düğmeleri, dağıtım hatları, saha aydınlatma, gibi maliyetleri kapsar. Satın alınan ekipmanların fiyatının % 10 ile % 15'i arasında değişir. Veri yokluğunda bu oran % 11 alınabilir. Spesifik sistemlerde bu oran % 40'a kadar çıkabilir (Peters ve diğ., 2003).

$$C_{elek.mal.} = 0,13 C_{ekip.} \quad (3.65)$$

Toplam kurulum ve ekipman maliyeti

$$C_{top.ekip.} = C_{ekip.} + C_{kurul.} + C_{boru.} + C_{olc.kon.} + C_{elek.mal.} \quad (3.66)$$

Arsa fiyatı, arsanın yerine, konumuna ve büyüklüğüne göre değişir. Arsa satın alınacaksa satın alınan ekipmanların fiyatının % 10'u civarında alınabilir. Bejan ve diğ., (1996) verdiği değer CEPCI Buildings endeksi kullanılarak bugüne uyarlanıp alınmıştır.

Toplam alt yapı ve üst yapı (arazi dahil) inşaat fiyatı binaların toplam maliyetleri, arazinin düzeltilme maliyeti, sahadaki taşıt ve yürüyüş yollarının maliyeti, alan etrafındaki çitlerin maliyeti gibi maliyetlerin toplamı olup, arsanın durumuna ve mevcut yapılara bağlıdır.

$$C_{altyapı} = 0,21 C_{ekip.} + C_{arsa} \quad (3.67)$$

Toplam servis faaliyet fiyatı, su, yakıt, elektrik, buhar, soğutma, kanalizasyon, atık bertaraf, çevre kontrol, ilk yardım, yangından korunma, gibi tesisin destek ünitelerinin toplam maliyeti olup, satın alınan ekipmanların fiyatının % 30 ile % 100'ü arasında değişir. Veri yokluğunda bu oran % 65 alınabilir (Peters ve diğ., 2003). Burada da Bejan ve diğ., (1996) verdiği değer alınmıştır.

$$C_{servis} = 0,35 C_{ekip.} \quad (3.68)$$

Toplam direkt kurulum fiyatı

$$C_{top.dir.} = C_{top.ekip.} + C_{altyapı} + C_{servis} \quad (3.69)$$

Toplam mühendislik fiyatı, tesisin ayrıntılı projelendirilmesi ve çizimi, maketinin hazırlanması, mühendislik denetimi, danışmanlık ve yönetim gibi maliyetlerin toplamından oluşup, satın alınan ekipmanların fiyatının % 25 ile % 75'i arasında değişir. Veri yokluğunda bu oran, satın alınan ekipmanların fiyatının % 30'u ya da toplam direkt kurulum fiyatının % 8'i alınabilir. Burada da Bejan ve diğ. (1996) verdiği değer alınmıştır.

$$C_{muh.} = 0,08 C_{top.dir.} \quad (3.70)$$

Toplam inşaat vs. fiyatı, kurulum için gereken ve geçici olan (bir defaya mahsus) kurulum sigortası, şantiye kurulumu ve kurulumu yapanın karı gibi maliyetlerin toplamı olup toplam direkt kurulum fiyatının % 15 civarında alınabilir. Bazı çalışmalarda bu maliyetler daha önceki maliyetlerin içinde gösterilmiştir (Bejan ve diğ., 1996).

$$C_{ins.kur.} = 0,15 C_{top.dir.} \quad (3.71)$$

Ara toplam

$$C_{top.kes.} = C_{top.dir.} + C_{muh.} + C_{ins.kur.} \quad (3.72)$$

Öngörülemeyen masraflar, kuruluş sermayesinin % 5 ile % 20 civarında olup, hava durumunun ve çeşitli sebeplerin yarattığı gecikmeler, ani fiyat artışları, taşımadaki güçlükler, tasarımda öngörülemeyen değişiklikler gibi belirsizliklerin yarattığı ani maliyet artışlarını temsil etmektedir (Peters ve diğ., 2003).

$$C_{tesa.} = 0,15 C_{top.kes.} \quad (3.73)$$

Toplam kuruluş sermayesi

$$C_{top.kur.ser.} = C_{tesa.} + C_{top.kes.} \quad (3.74)$$

Yakıt fiyatı US Energy Nominal prices June 2008 Power Generation Fuel Cost

Doğal gaz için 1000000 Btu= 6 \$ olup buradan 1055056 kJ =6 \$ ve

$C_{yakit} = 6\$ / 1055,056 \text{ MJ} = 0,0045 \$ / \text{ MJ}$ alınmıştır. Yıllık yakıt masrafı ise

$C_{yil.yak.} = m_y (C_{yakit} (\$/\text{MJ}) AID (\text{MJ/kg}) \text{ çalıştırma süresi (h/yıl)} 3600,0 (\text{s/h}))$

Toplam tesis faaliyet sermayesi

$$C_{tes.faal.ser.} = C_{top.kur.ser.} - C_{arsa} \quad (3.75)$$

Devreye alma masrafı, deneme çalışmasının masrafı, deneme çalışmasındaki gelir kaybı, deneme çalışması sırasında ortaya çıkan mecburi değişiklik ve yatırımların masrafı gibi maliyetlerin toplamıdır. Devreye alma masrafının dört bileşeni vardır. Bunlar tamir bakım masrafının bir aylık tutarı, tam yükte bir aylık çalıştırma masrafı, tam yükte bir haftalık yakıt masrafı ile toplam tesis faaliyet sermayesinin % 2'sinin toplamıdır. CEPCI İnşaat İşçiliği Endeksi ile Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 yılına ait değerler 2008 yılı başı değerlerine (314/272,9 ile çarpılarak) çevrilmiştir.

Kojenerasyon sisteminin % 85 kapasite yani yılda 8760 saatin 7446 saatinde çalışacağı varsayılarak, bu işte 30 işçi ve işçi saati $28\$.314/272,9= 32,2 \$/h$ ücretle ve her işçinin yılda 2080 saat çalıştırılacağı kabulü ile tam yükte çalıştırma masrafı ve tamir bakım masrafı CEPCI Endeksi ile 2008'e getirilir ve yakıt miktarı ile oranlanırsa

$$C_{devr.alma} = (\dot{m}_y / \dot{m}_{yref.}) (C_{tam.bak.ref.} / 12 + (0,85/12) C_{tam.yük.ref.} + C_{yil.yak.ref.} / 52,0 + 0,02 C_{tes.faal.se.ref.} \quad (3.76)$$

Yıllık işçilik masrafı,

$$C_{iscilik} = 2080,0 (\dot{m}_y / \dot{m}_{yref.}) (32,2) 30,0 \quad (3.77)$$

Çalışma Sermayesi tesisin gelir elde etmeye başladığı ya da müşterilerin ödeme yapmaya başladığı zamana kadar geçen süredeki çalışma maliyetidir. Bu maliyette başta yakıt olmak üzere gereken malzemeler, stoktaki bitmiş ya da yarı hammadde şeklindeki ürünler, elde edilebilen peşinat ve ödemeler, bu süreçte elde olması gereken nakit, ödenebilir hesaplar gibi faktörler mevcuttur. Çalışma Sermayesi müşterilerin ödeme yapmaya başladığı zamana kadar geçen ortalama süreye bağlı olduğundan sisteme, pazara, ürüne ve hammaddeye göre değişir. Kojenerasyon tesislerinde çalışma sermayesi iki aylık yakıt masrafı ile üç aylık işçilik masrafı toplamalarının % 25 fazlasından oluşur (Peters ve diğ., 2003).

$$C_{cal.ser.} = (C_{yil.yak.} / 6 + (\dot{m}_y / \dot{m}_{yref.}) C_{iscilik} / 4) 1,25 \quad (3.78)$$

Kuruluştaki fon maliyeti, kojenerasyon tesislerinin kurulumu 1 ile 5 yıl sürdüğünden kurulumu yatırılacak para hazır bulundurulması gerektiğinden gelir elde etmeyecek ve enflasyon gibi durumlardan doğan zararların toplam maliyetidir. Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 yılındaki değerler CEPCI Bileşik endeksi ile 2008 yılı başı değerlerine (530.7/368.1 ile çarpılarak) çevrilmiştir.

$$C_{fon} = (\dot{m}_y / \dot{m}_{yref.}) C_{fonref.1994} \frac{2008 \text{ CEPCI EN.}}{1994 \text{ CEPCI EN.}} \quad (3.79)$$

Diğerlerinin toplamı

$$C_{dig.top.} = C_{devr.alma.} + C_{cal.ser.} + C_{fon} \quad (3.80)$$

Toplam sermaye miktarı

$$C_{TOPL.} = C_{dig.top.} + C_{top.kur.ser.} \quad (3.81)$$

3.2.2. Ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametrelerinin belirlenmesi

Bu kısımda mühendislik ekonomisinin temel ilkeleri kullanılarak, ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametreleri belirlenecek ve hesaplanacaktır. Bu hesaplamada paranın gerçek değeri alınacak olup, geçmişte ve gelecekte yapılmış ve yapılacak olan masrafların bu günkü değeri hesaplanacaktır. Paranın bugünkü değerinin (P), gelecekteki ya da bir süre sonraki değeri (F), faiz oranı i , ve i faizini getirdiği sürenin sayısı n olmak üzere şöyle hesaplanır (Peters ve diğ., 2003).

$$F = P(1 + i)^n \quad (3.82)$$

Gelecekte ödenecek bir paranın bugünkü değeri, $i_{eff.}$ efektif faiz oranı olmak üzere,

$$i_{eff.} = (1 + i / p)^p - 1 \quad (3.83)$$

Taksit sayısının hesaplanmasında, n yıl sayısı, p yıl içindeki taksit sayısı olmak üzere

$$P = F / (1 + i_{eff.})^n \quad (3.84)$$

Şeklinde hesaplanır. Sermaye geri kazanım faktörü CRF, A yıllık ödenek (taksit) olmak üzere

$$CRF = A / P = i_{eff.} (1 + i_{eff.})^n / (((1 + i_{eff.})^n) - 1) \quad (3.85)$$

Eğer ödeme vade sonunda değilse, vade başında ise o zaman,

$$CRF = A / P = i_{eff.} (1 + i_{eff.})^{n-1} / (((1 + i_{eff.})^n) - 1) \quad (3.86)$$

olur. Enflasyon ve maliyetlerin artışı her sene aynı olmadığı için düzeltme katsayısı ile yeni duruma uyum sağlanır. Bunun için sabit artış düzeltme faktörü kullanılır (CELF).

$$CELF = A / P_0 = k(1 - k^n)CRF / (1 - k) \quad (3.87)$$

$$k = (1 + r_n) / (1 + i_{eff.}) \quad (3.88)$$

Burada r_n nominal artış oranıdır (Peters ve diğ., 2003).

Bir tesisin kullanımdan, belli bir ömrü olduğundan ve teknolojik gelişmelerden dolayı değeri her yıl düşer. Bu düşüş miktarının (amortisman) her yıl ayrılıp vergiden düşülmesi gerektiğinden önemlidir. Ayrılacak amortisman miktarının hesabı çok çeşitli yollarla yapılabilir, ancak burada en basit yöntemi kullanılacaktır. Bu yöntem toplam tesis değerinin tesis ömrüne (20 yıl) bölünmesi şeklindedir (Peters ve diğ., 2003).

Belli bir ömrü olan bir tesis ekonomik ömrü içerisinde hisse senetlerinin ve borçların geri ödenmesini sağlaması gerekmektedir. Burada gereken sermayenin % 50 borç, % 15 hisse satışı ve % 35 hisse senetleri ile elde edileceği ve geri ödemenin sırasıyla her yıl % 10 borca, % 11,7 hisse sahiplerine ve % 15 hisse senetleri sahiplerine yapılacağı varsayılırsa, yıllık geri ödemenin

$$(0,10)(0,50) + (0,117)(0,15) + (0,15)(0,35) = 0,12 \text{ (\%12)}$$

oranı ile yapılması gerektiği ortaya çıkar (Bejan ve diğ., 1996).

Yıllık tamir bakım masrafı, sabit ve değişken masraflar olarak ikiye ayrılabilir. Sabit masraflar işçilik, periyodik bakımlar, düzenli harcanan sarf malzemeleri, tamir bakım yönetimi ve tamir bakımın geliştirilmesi gibi düzenli ortaya çıkan masraflardır. Değişken masraflar ise çalışma sırasında yakıt dışında sisteme verilen su, kimyasallar gibi destek malzemelerinin masraflarını içerir. Yıllık tamir bakım masrafı Peters ve diğ. (2003) verdiği değer gibi toplam sermaye miktarının % 10'u olarak alınmıştır.

$$C_{tam.bakim} = C_{TOPL.} / 10 \quad (3.89)$$

Yıllık amortisman masrafı, tesisin yıpranma ve teknolojisinin eskimesi gibi sebeplerden dolayı sahip olduğu ekonomik ömründe tesis kurulumu için harcanan paranın tesis ömrüne bölünmesi ile elde edilen değere tamir bakım masrafının eklenmesi ile bulunur.

$$C_{t.amorti.} = C_{tam.bakim} + C_{TOPL.} / 20 \quad (3.90)$$

Yıllık tamir ve yakıt masrafı, tesisin bir yıldaki tamir bakıma ve yakıta harcanan masrafın toplamıdır.

$$C_{yil.gider.} = C_{yil.yak.} + C_{t.amorti.} \quad (3.91)$$

2012 yılına getirilmiş yıllık yakıt masrafı hesabında anapara $C_{anapara}$, yıl sayısı n , yıllık yakıt artış oranı r olmak üzere dönem sonu anapara

$$C_{anaparado.sonu} = C_{anapara} (1 + r)^n \quad (3.92)$$

olmak üzere yıllık enflasyon 0,05 ve yakıt için artış oranı 0,06 olmak üzere

$$C_{yil.yak.12} = C_{yil.yak.} (1 + r)^n \quad (3.93)$$

2011 yılı ortasına getirilmiş yıllık devreye alma masrafı

$$C_{dev.alma.11} = C_{dev.alma.} (1 + r)^n \quad (3.94)$$

2011 yılı sonuna getirilmiş yıllık çalıştırma sermayesi

$$C_{cal.ser.12} = C_{cal.ser.} (1 + r)^n \quad (3.95)$$

2010–2011 yılı ortasına getirilmiş toplam tesis faaliyet sermayesi hesabında Peters ve diğ. (2003) verdiği değer gibi tesis faaliyet sermayesinin % 40'ı 2010 yılına ve % 60'ı da 2011 yılına getirilerek hesaplanır.

$$C_{tes.faal.ser.110} = 0,4 C_{tes.faal.ser.} (1 + r)^n + 0,6 C_{tes.faal.ser.} (1 + r)^n \quad (3.96)$$

2011 yılı sonuna getirilmiş kuruluştaki fon ve vergi aslında 2011 sonunda tahakkuk ettiğinden kuruluş tarihindeki değer 1,486 civarında iskonto edilmesi ile bulunmuştu. Bu yüzden iskonto değeri 1,486 alınmıştır.

$$C_{fon11} = C_{fon} iskonto \quad (3.97)$$

Genel toplam tesis kurulum sermayesi

$$C_{gen.top.} = C_{fon11} + C_{tes.faal.ser.110} + C_{cal.ser.12} + C_{arsa} (1 + r)^n + C_{dev.alma11} \quad (3.98)$$

3.2.3.İhtiyaç duyulan toplam gelirin hesaplanması

Cari fiyatlarla 20 Yıllık yakıt masrafı hesabı ise sermaye geri kazanım faktörü (CRF) formülünden bulunur. i_{eff} yıllık efektif geri dönüş oranı, n yıl sayısı, P paranın şu andaki değeri ve A ise yıllık geri dönüş taksitleri olmak üzere

$$CRF=A/P= i_{eff} \cdot (1+i_{eff})^n / ((1+i_{eff})^n - 1)$$

$$i_{eff}=(0,10)(0,50)+(0,117)(0,15)+(0,15)(0,35)=0,12$$

Burada i_{eff} yıllık efektif geri dönüş oranı, % 50 borç ,% 15 hisse sahiplerine ve % 35 hisse senedi sahiplerine, geri dönüş oranları da sırasıyla % 10, % 11,7, % 15 olmak üzere

$$CRF=0,12 (1+0,12)^{20} / ((1+0,12)^{20} - 1)=0,13388$$

Ayrıca k_f katsayısı, r_n nominal eskalasyon oranı (enflasyon ve maliyet artışları dahil) olmak üzere şu şekilde bulunur (Peters ve diğ., 2003).

$$k_f = (1 + r_n) / (1 + i_{eff}) \quad (3.99)$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık yakıt masrafı

$$C_{yil.yak.top.} = C_{yil.yak.12} k_f (1,0 - k_f^n) CRF / ((1 - k_f)(1 + r_n)) \quad (3.100)$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık tamir bakım masrafı için önce $k_{om.}$ katsayısı bulunur. Bunun için tamir bakım masraflarının yıllık % 5 oranında arttığı kabul edilerek

$$k_{om.} = (1 + r_n) / (1 + i_{eff}) \quad (3.101)$$

Tamir bakım işlemi kurulundan 1,5 yıl sonra başlayacağı hesabıyla

$$C_{tam.bakim.top.} = C_{tam.bakim} ((1 + 0,05)^{1.5}) k_{om.} (1,0 - k_{om.}^n) CRF / ((1 - k_{om.})(1 + r_n)) \quad (3.102)$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık diğer masraflar iki türlü bulunabilir.

$$C_{dig.top.} = C_{gel.yil.} - C_{yil.yak.top.} - C_{tam.bakim.top.} \quad (3.103)$$

Ancak $C_{gel.yil.}$ değerinden önce $C_{dig.top.}$ hesaplanması gerektiğinden aşağıdaki formül kullanıldı. Bejan ve diğ., (1996) verdiği 1994 yılındaki değerler CEPCI (Composite) endeksi ile 2008 yılı başı değerlerine (530,7/368,1 ile çarpılarak) çevrilmiştir

$$C_{dig.top.} = (C_{gen.top.} / C_{gen.top.ref.}) C_{dig.top.ref.} \quad (3.104)$$

Tesisin giderleri karşılamak için getirmesi gereken gelir

$$C_{gel.yil} = C_{yil.yak.top.} + C_{tam.bakimtop.} + C_{dig.top.} \quad (3.105)$$

3.2.4. Ürün maliyetinin bugünkü değerlerle hesaplanması

Üretilen buharın fiyatı ABD'de şehirden şehre değişmekte olup fiyatlar geniş bir aralıkta seyretmektedir. Bunun sebebi buharın yerel bir ürün olması, yani üretildiği yerde veya yakınlarında tüketilmesi gerektiği ve uluslararası pazarda taşıma ve bekletme zorluğundan dolayı pazarlanamamasıdır. Bu yüzden bir ülkenin içinde bile şehirden şehre değişik fiyatlar oluşmakta ve özellikle atık ısının (termik santrallerin, jeotermal kaynakların veya doğalgazdan daha ucuz olan kömür linyit gibi ucuz yakıtların bol olduğu) kullanıldığı şehirlerde ucuz, olmayan şehirlerde pahalıdır. Burada makul bir maliyet ve kar payı ile piyasa fiyatının 4 c/kg olarak alınmasının daha doğru ve piyasa şartlarına ve fiyatlarına uygun olacağı görülmüştür (Bejan ve diğ., (1996) verdiği değer 20 yıllık ortalama buhar fiyatı olarak 0,035 \$/kg 'dır). Üretilen buharın geliri $C_{buh.f.}$ buhar fiyatı olmak üzere

$$C_{buh.gel.} = 7446,0 C_{buh.f.} \dot{m}_{su} 3600,0 \quad (3.106)$$

$$C_{buh.gel.12} = C_{buh.gel.} / ((1 + r)^n) \quad (3.107)$$

Üretilen elektriğin maliyeti

$$C_{elektr.mal.} = (C_{gel.yil.} - C_{buh.gel.}) / (7446,0 \dot{W}_{net}) \quad (3.108)$$

Üretilen buharın yıllık geliri karşılama oranı

$$C_{karsil.} = C_{buh.gel.} / C_{gel.yil.} \quad (3.109)$$

Bağıntısı ile hesaplanır (Bejan ve diğ., 1996).

3.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Termoekonomik Modeli

Termoekonomi, ekserji analizi ile ekonomik analiz ilkelerini kullanarak ekserjili maliyet minimizasyonu olarak tanımlanabilir. Ekserjoekonomi de denilen bu yöntem

geleneksel enerji analizi ve ekonomik analizin sağlayamadığı etkili maliyet hesabı yapabilmemizi sağlar. Verimsizliklerin ortaya çıkardığı maliyetler ve kullanılabilir enerjinin her bir cihazda ve işlemde uğradığı değer kayıpları ve bunun getirdiği maliyet kayıpları ancak bu yöntemlerle hesaplanabilir. Bu verimsizlik ve kayıpların giderilmesi ve gerekli önlemlerin alınabilmesi için termoekonomik analiz gereklidir. Termal sistemin tasarımı için bu maliyet analizleri çok önemlidir. Bu yüzden bir termoekonomik analiz şu amaçlara yönelik olmalıdır.

- 1) Sistem tarafından üretilen her ürünün ayrı ayrı maliyetinin hesaplanması.
- 2) Sistemdeki maliyet oluşum sürecinin ve sistemdeki akışların maliyetinin anlaşılması
- 3) Her bir cihazdaki değişkenlerin optimize edilmesi
- 4) Tüm sistemin optimize edilmesi

Maliyetlerin yıldan yıla farklı oranlarda değişmesi sebebiyle tüm maliyetlerin belirli bir tarihe getirilmesi yöntemi (Cost Levelization Approach) uygulanacaktır (Peters ve diğ., 2003).

Hava ısıtılmalı çevrim için kompresör, yanma odası, gaz türbini, rekuperatör ve atık ısı geri kazanım cihazlarının maliyet denklemleri Bejan ve diğ., (1996) kaynağından alınmış olup CEPCI endeksi ile bugünkü değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$C_k = C_{k1} \dot{m}_h / (C_{k2} - \eta_{iz}) r \ln r \quad (3.110)$$

$$C_{k1-1996} = 71,1 \text{ \$/ (kg/s)} \quad (3.111)$$

$$C_{k2} = 0,9 \quad (3.112)$$

$$C_k = 71,1 \dot{m}_h / (0,9 - \eta_{iz}) r \ln r \quad (3.113)$$

Cihaz Endeksi ile bugünkü değerini bulursak,

2008 değeri=1994 değeri x (2008CEPCI Ek. En. /1994CEPCI Ek. En.)

$C_{k1}=71,1.632,7/406,9=110,555 \text{ \$/ (kg/s)}$ bulunur. Burada C_{k2} sabittir.

$$C_k = 110,555 \dot{m}_a / (0,9 - \eta_{sc}) r \ln r \quad (3.114)$$

$$C_{yo} = (C_{yo1} \dot{m}_a / (C_{yo2} - p_4 / p_3)) (1 + \exp(C_{yo3} T_4 - C_{yo4})) \quad (3.115)$$

$$C_{yo1-1996} = 46,08 \text{ \$/ (kg/s)} \quad (3.116)$$

$$C_{yo2} = 0,995 \quad (3.117)$$

$$C_{yo3} = 0,018 \text{ (K}^{-1}\text{)} \quad (3.118)$$

$$C_{yo4} = 26,4 \quad (3.119)$$

$$C_{yo-1996} = (46,08 \dot{m}_a / (0,995 - p_4 / p_3)) (1 + \exp(0,018 T_4 - 26,4)) \quad (3.120)$$

$C_{yo1}=46,08.632,7/406,9=71,651 \text{ \$/ (kg/s)}$ bulunur. Burada C_{yo2} , C_{yo3} , C_{yo4} sabittir.

$$C_{yo} = (71,651 \dot{m}_a / (0,995 - p_4 / p_3)) (1 + \exp(0,018 T_4 - 26,4)) \quad (3.121)$$

$$C_{gt} = C_{gt1} \dot{m}_g / (C_{gt2} - \eta_{sc}) \ln(p_4 / p_5) (1 + \exp(C_{gt3} T_4 - C_{gt4})) \quad (3.122)$$

$$C_{gt1-1996} = 479,34 \text{ \$/ (kg/s)} \quad (3.123)$$

$$C_{gt2} = 0,92 \quad (3.124)$$

$$C_{gt3} = 0,036 \text{ (K}^{-1}\text{)} \quad (3.125)$$

$$C_{gt4} = 54,4 \quad (3.126)$$

$$C_{gt-1996} = 479,34 \dot{m}_g / (0,92 - \eta_{sc}) \ln(p_4 / p_5) (1 + \exp(0,036 T_4 - 54,4)) \quad (3.127)$$

$C_{gt1}=479,34.632,7/406,9=745,3389 \text{ \$/ (kg/s)}$ bulunur. Burada C_{gt2} , C_{gt3} , C_{gt4} sabittir.

$$C_{gt} = 745,3389 \dot{m}_g / (0,92 - \eta_{sc}) \ln(p_4 / p_5) (1 + \exp(0,036 T_4 - 54,4)) \quad (3.128)$$

$$C_{re} = C_{re1} (\dot{m}_g (h_5 - h_6) / (U \Delta T_{lmaph}))^{0.6} \quad (3.129)$$

$$C_{re1-1996} = 4122 \text{ \$/ (kg/s)} \quad (3.130)$$

$$U = 18 \text{ W / (m}^2\text{K)} \quad (3.131)$$

$$C_{re-1996} = 4122 (\dot{m}_g (h_5 - h_6) / (18 \Delta T_{lmaph}))^{0.6} \quad (3.132)$$

$C_{re1}=4122.632,7/406,9=6409,411 \text{ \$/ (m}^{1.2}\text{)}$ bulunur. Burada U sabit alınmıştır.

$$C_{re} = 6409,411 (\dot{m}_g (h_5 - h_6) / (18 \Delta T_{lmaph}))^{0.6} \quad (3.133)$$

$$C_{id} = C_{id1} ((\dot{Q}_{ec} / \Delta T_{lm,eco})^{0.8} + (\dot{Q}_{ev} / \Delta T_{lm,ev}))^{0.8} + C_{id2} \dot{m}_{su} + C_{s3} \dot{m}_g^{1.2} \quad (3.134)$$

$$C_{id1-1996} = 6570 \text{ \$/ (kW/K) }^{0.8} \quad (3.135)$$

$$C_{id2-1996} = 21276 \text{ \$/ (kg/s) } \quad (3.136)$$

$$C_{id3-1996} = 1184,4 \text{ \$/ (kg/s) }^{1.2} \quad (3.137)$$

$$C_{id-1996} = 6570 ((\dot{Q}_{ec} / \Delta T_{lm,eco})^{0.8} + (\dot{Q}_{ev} / \Delta T_{lm,ev}))^{0.8} + 21276 \dot{m}_{su} + 1184,4 \dot{m}_g^{1.2} \quad (3.138)$$

$$C_{id1}=6570.632,7/406,9=10215,874 \text{ \$/ (kW/K) }^{0.8} \text{ bulunur.}$$

$$C_{id2}=21276.632,7/406,9=33082,637 \text{ \$/ (kg/s) } \text{ bulunur.}$$

$$C_{id3}=1184,4.632,7/406,9=1841,656 \text{ \$/ (kg/s) }^{1.2} \text{ bulunur.}$$

$$C_{id} = 10215,874 ((\dot{Q}_{ec} / \Delta T_{lm,eco})^{0.8} + (\dot{Q}_{ev} / \Delta T_{lm,ev}))^{0.8} + 33082,637 \dot{m}_{su} + 1841,656 \dot{m}_g^{1.2} \quad (3.139)$$

Bulunur (Bejan ve diğ., 1996).

3.3.1. Cihazlardaki akışların birim zamandaki maliyetleri hesabı

Maliyet hesabı ürün ve hizmetlerin gerçek maliyetinin ortaya konmasında, ürün ve hizmetlerin doğru ve mantıklı ücretlendirilmesinde, fon ve giderlerin kontrolünün sağlanmasında, değişen şartlarda çalışma durumunda gerekli bilgileri elde edilmesini sağlar. Bunun içinde maliyet dengesi kurulmalıdır. Konvansiyonel sistem için maliyet dengesi sürekli hal durumunda çalışmada tüm sistem için $C_{ürüntop}$ sistemin ürün maliyeti, C_{yaktop} yakıt maliyeti, Z_{top}^{YM} yatırım maliyeti, Z_{top}^{TB} tamir bakım maliyeti olmak üzere şu şekilde yazılabilir.

$$C_{ürüntop} = C_{yak.top} + Z_{top}^{YM} + Z_{top}^{TB} = C_{yak.top} + Z \quad (3.140)$$

Burada Z_{top}^{YM} ve Z_{top}^{TB} yıllık değerın yılda çalışılan saat ya da saniye değerine bölünmesi ile bulunur (Bejan ve diğ., 1996).

3.3.2. Cihazlardaki akışların ekserji maliyeti hesabı

Sisteme giren ve çıkan enerjiler çevre ile etkileşimden ve tersinmezliklerden dolayı her işlemde kullanılabilirlikleri azalır ve maliyeti artar. Bunların hesaplanabilmesi için ekserji maliyeti hesaplama yönteminin uygulanması gerekir. Buna göre her maliyet ilgili olduğu ekserji akışı ile ilgilidir. Giren ve çıkan ekserji akışları E_i ve E_e , güç W ve ısı transferi ile ilgili olan ekserji E_q olmak üzere şu şekilde yazılabilir.

$$C_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (3.141)$$

$$C_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (3.142)$$

$$C_W = c_W \dot{W} \quad (3.143)$$

$$C_q = c_q \dot{E}_q \quad (3.144)$$

Burada c_i , c_e , c_W ve c_q her birim ekserji için ortalama maliyet olup birimi \$/GJ'dır. Her bir cihaz için genellikle maliyet dengesi ayrı ayrı kurulur. Buna göre k'nıncı cihaz için maliyet dengesi, giren tüm ekserji akış maliyetleri, çıkan ekserji akış maliyetlerine ($Z_k = Z_{\text{top.}}^{\text{YM}} + Z_{\text{top.}}^{\text{TB}}$ olup çıkan ekserji akış maliyetlerine eklenir) eşittir (Bejan ve diğ., 1996).

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (3.145)$$

Bu da aslında cihazdan elde edilen tüm akışlar için harcanan gidere eşittir.

$$\sum_e (\dot{c}_e \dot{E}_e)_{e,k} + \dot{c}_{w,k} \dot{W}_k = \dot{c}_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (\dot{c}_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (3.146)$$

Cihaza giren akış satın alındığı için ve cihazında fiyatı bilindiğinden cihazdaki tüm akışların maliyeti bulunabilir. Akışın niteliği ve türü değişmemişse ve aynı akış cihazdan girip çıkıyorsa birim ekserji maliyeti sabit kalır.

$$c_e = c_i \quad (3.147)$$

Örneğin bir atık ısı geri kazanım cihazına, gaz türbinine ya da rekuperatöre giren ve çıkan egzoz gazının birim ekserji maliyeti, sabittir. Dışarı atılan egzoz gazının maliyeti ekserjileri oranında ürünlere (elektrik ve buhar maliyetlerine) yansıtılmalıdır. Örneğin

$$C'_{urun} = C_{urun} + Z_{diger} / 2 \quad (3.148)$$

Yazılabilir (Bejan ve diğ., 1996).

3.4. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyonu ve Optimizasyon Metotları

Bir termal sistemin tasarımında en kritik aşama, sistemden ne istendiği ve bunların sayısal olarak ortaya konması yani tasarım özelliklerinin belirlenmesidir. İstenen tüm özellikleri karşılayan tasarım çalışabilir tasarımdır. Çalışabilir tasarımların en iyisine optimal tasarım denir ki, çeşitli değişik alternatif düşüncelerin (optimal maliyet, ağırlık, güvenilirlik gibi) en iyilerinin uygulanması demektir. Genellikle maliyeti minimize eden sistem optimal olarak değerlendirilir.

Sistemlerin karmaşıklığına, verilerdeki ve bilgilerdeki belirsizliğe bağlı olarak doğru optimumu saptamak genellikle imkânsız olmakla beraber optimuma en yakın tasarım saptanabilir. Termal sistem için verilen yakıttan en büyük getiriye (ya da verimi) sağlayan tasarım optimuma tasarım denir.

Termal sistemlerde her bir cihaz diğerinden karmaşık bir şekilde etkilendiği için, bu sistemler karmaşık olup, bir cihazın maksimum verimde çalışması diğer bir cihazın verimini minimize edebilir ki bu da tüm sistemin verimini düşürebilir. Bu yüzden sistemin tümü göz önünde bulundurularak, cihazların tek tek optimizasyonu yerine tüm sistemin optimizasyonu yapılır (Bejan ve diğ., 1996).

Termal sistemlerin tasarım problemlerinin çözümü birçok alternatifi de ortaya çıkaracağı için, etkili ve farklı çözümleri beraberinde getirebilir. En iyi tasarım genellikle en doğru ve iyi seçilmiş ve kurgulanmış cihazlardan elde edilir. Bir tasarımın matematik optimizasyonu o tasarımın en iyi çalıştığı şartları ortaya çıkarır, ancak diğer tasarımların probleme getirdiği çözümün üstünlüğünü göstermediğinden diğer tasarımlarında matematik optimizasyonunun yapılması ve karşılaştırılması gerekir.

Mühendislik tasarım süreci tasarım ekibi tarafından beraberce, termal sistemin yapısını ve özelliklerini ortaya koyan beş aşamalı bir süreçtir. Birinci aşama problemin anlaşılması aşamasıdır ki, sistemin kurulduğu andan ortadan kaldırıldığı

ana kadar geçen süre olan sistemin ömrü ve ömür tasarımı bu aşamada yapılır. Tasarım ekibi işbirliği içinde çalışan proses, çevre, kontrol, makine, bakım, mühendislik ekonomisi, üretim, endüstri, inşaat, pazarlama mühendislerinin bazıları yada hepsinden (gerekirse kimya, fizik gibi diğer mühendislerde katılır) ve proje ile ilgili olan ama teknik eleman olmayan uzmanlardan oluşur. Bu ekip tek bir proje için çalışır ve ilk iş olarak ihtiyacın, ekonomik fırsatın ve müşterinin taleplerinin ortaya konulmasını ve böylece problemin anlaşılmasını sağlar. Proje için planlar, tasarımlar ve alternatifler ortaya konarak gözden geçirilir (Peters ve diğ., 2003).

İkinci aşamada problemi çözecek kavramlar ve düşünceler geliştirilir ki, en önemli aşama budur ve proje maliyetinin % 80'den fazlası bu aşamada ortaya konur. Tasarım yapılarak analizi ve optimizasyonu yapılır ve elde edilen verilere göre tasarım iyileştirilir. Son zamanlarda problemi çözecek düşünce ve kavram olarak DFX (Design For X) geliştirilmiş olup, optimize edilecek X'in ortaya konulması şeklindedir. Bu yöntemde DFA (Design For Assembly) montaj için tasarım, DFE (Design For Environment) çevre için tasarım, ya da DFM (Design For Manufacturing) üretim için tasarım gibi düşüncelerden bir ya da daha fazlası ortaya konarak geliştirilir. Bu çalışmada DFX kavramı kullanılacak olup, optimize edilebilecek tüm ürünler ve süreçler ve tasarım ömrü boyunca ürünü etkileyecek tüm faktörler göz önüne alınacaktır. Fikir geliştirme aşaması olan bu aşama sentez, analiz ve optimizasyon aşamalarından oluşur. Sentez aşamasında bilinen tasarımlara çeşitli cihazlar eklenip çıkarılarak çevrimde olması gereken veya tasarımı daha iyi yapacak elemanlar saptanır ya da denenir. Örneğin kojenerasyon sistemi eğer kömürlü olacaksa boyler, pompa, buhar türbini, jeneratör temel elemanlar olmak üzere bunlara verimi artıracak başka elemanların (atık ısı geri kazanım cihazı, rekuperatör gibi) eklenmesi düşünülebilir. Eğer doğal gazla çalışan bir sistem olacaksa kompresör, yanma odası, gaz türbini ve atık ısı geri kazanım cihazı temel elemanlar olmak üzere başka elemanların (buhar türbini, rekuperatör, yanma odasına su ya da buhar enjeksiyonu sistemi, absorpsiyonlu hava soğutma sistemi gibi) eklenmesi düşünülebilir. Fikir geliştirmenin ikinci aşaması olan analiz aşamasında ekipmanların kütle, enerji ve ekserji dengeleri kurulur, maliyet ve boyutlandırma yapılır. Fikir geliştirmenin üçüncü aşaması olan optimizasyon aşamasında yapısal optimizasyon ve parametre optimizasyonları yapılır. Yapısal optimizasyonda cihazların ve elemanların bağlantıları ve elemanların en uygunlarının belirlenmesi işlemi ile en iyi tasarım geliştirilir. Buradan sentez aşamasına dönüşler yapılır. Parametre optimizasyonunda, (ürünlerin minimum

maliyeti ya da maksimum verimi gibi) hangi parametre optimize edilecekse onun optimumunu sağlayan basınç sıcaklık ve kimyasal kompozisyonlar saptanır. Optimizasyon bu süreçte istenen amacın geliştirilmesinde kullanılır (Bejan diğ., 1996).

Üçüncü aşama da ise cihazların parçaları ve bağlantıları ayrıntılı bir şekilde ortaya konur. Bunun için büyüklüklerin analizi ve optimizasyonları ve kontrol maliyetleri ortaya konur ve iyileştirmeler yapılarak akış şemaları ve gerekirse pilot tesis kurularak geliştirilir. Cihazların parçaları ve bağlantıları problemsiz çalışacak şekilde tesis bünyesine montajı için gerekirse prototipleri üretilir, laboratuvar testleri yapılır veya pilot tesis test edilerek son tasarım ortaya çıkarılır.

Dördüncü aşamada tasarımın gerektirdiği ekipman, parça ve cihazların listeleri çıkarılarak satın alınması veya ürettirilmesi işlemi yapılır. İnşaat aşaması, borulama ve kurulum diyagramları hazırlanarak ortaya konur. Tasarımı oluşturan parça ve cihazların montajı bu aşamada yapılarak kurulum sağlanır.

Beşinci aşamada tesisin devreye alınması ve güvenle çalıştırılması sağlanır. Literatürde çok fazla tasarım yolları önerilmiş olup, temel düşünceleri genel yollar ve sürece-sisteme özgü yollar olmak üzere iki başlıkta incelenebilir. Tasarımın basit tutulması, teknolojinin göz önünde bulundurulması, mümkünse özel değil standart ekipmanların düşünülmesi, performans iyileştirme ve geliştirme düşünüldüğünde bir cihaz ya da sürecin değil tüm sistemin göz önünde tutulması, gereksiz cihaz ve süreçlerden kaçınılması gibi genel yollar önerilmektedir. Sürece-sisteme özgü tasarım yollarında, gereksiz süreçlerden kaçınılması, ısı ve gücün kojenerasyon şeklinde kullanılması, kısma vanalarından mümkün mertebe kaçınılması, türbinlerin 100 kW'dan fazla güç üretimi söz konusu olduğunda kullanılması, farklı basınç, sıcaklık ve kimyasal kompozisyonlara sahip akışların karışmalarından kaçınılması, yanmanın kullanılmasının azaltılması ya da gereksiz yanmadan kaçınılması, yanma öncesinde ön ısıtma yapılması, en verimli cihazların kullanılması, soğuk ortama ya da çevreye ısı geçişinin azaltılması gibi yollar önerilmektedir. Sürece-sisteme özgü tasarım yollarında termodinamiğin ikinci kanunu uygulanır, ancak bu yeterli değildir, çünkü gereksiz yatırımları göstermez, bu yüzden mutlaka termoeekonomik analiz yapılmalıdır (Bejan ve diğ., 1996).

Optimum değerin bulunmasında belli bir genel yöntem olmadığından her bir problem türü için belli yöntemler mevcut olup genel olarak şöyle sınıflandırılabilirler. Tek boyutlu (tek değişkenli) kısıtlamasız, çok boyutlu (çok değişkenli) kısıtlamasız ve çok boyutlu (çok değişkenli) kısıtlamalı optimizasyon problemleridir. Tek boyutlu (tek değişkenli) kısıtlamasız optimizasyon problemleri analitik yöntem, bölge eleme (eşit aralıklı bölge eleme, yarılama, altın bölge, fibonacci) yöntemleri, polinom yaklaşımı (kuadratik, kübik) yöntemleri, türev değerlendirme (türev yarılama, steeping descent (en sarp iniş), Newton Ralphson, sonlu farklar Newton, secant) yöntemleri ile çözülür. Çok boyutlu (çok değişkenli) kısıtlamasız optimizasyon problemleri, rasgele arama (random search), ızgara tarama (green search), simplex (esnek çok yüzlü), döngüsel koordinat (univariate search), steeping descent (en sarp iniş), Newton, eşlenik yönler (conjugate directions), Fletcher-Reeves (eşlenik gradien algoritması) yöntemleri ile çözülür. Çok boyutlu (çok değişkenli) kısıtlamalı optimizasyon problemleri lineer programlama, simplex, NLP programlama, penalty (ceza), Lagrange çarpanları, integer programlama (enumeration (numaralandırma), branch and bound (dal ve sınır)) yöntemleri ile çözülür (Chapra ve Canale, 2002). Bütün bu yöntemlerin dışında birçok yöntem daha literatürde mevcuttur (Jaluria, 2008).

Termal sistemlerin tasarım optimizasyonu çok değişkenli kısıtlı nonlinear programlama en sık ortaya çıkan ve burada incelenen durumdur. Burada n bağımsız değişken ve m kısıt söz konusu olup amaç fonksiyonu bu değişkenlerden oluşur. Kısıtları ifade eden m eşitlik ortadan kaldırılabilir ya da amaç fonksiyonunda ifade edilebiliyorsa, o zaman amaç fonksiyonunun türevi alınıp sıfıra eşitlenerek optimizasyonu yapılabilir. Bu basit metotla sadece birkaç basit problem çözülebildiğinden başka metotlar karmaşık sistemlerde kullanılır (Jaluria, 2008).

Kısıtlamalı nonlinear programlama problemlerinde Lagrange çarpımları, iterativ quadratik, iterativ lineerleştirme, ceza fonksiyonu (penalty function), ve direkt arama metotları kullanılır. Genel problemlerde iterativ quadratik, iterativ lineerleştirme ve ceza fonksiyonu diğer iki yöntemden daha iyidir.

Lagrange çarpımları yönteminde kısıtlamalı optimizasyon problemi kısıtlamasız probleme, kısıt eşitlikleri ve fazlalık değişkenin karesinin eklendiği kısıt eşitsizlikleri Lagrange çarpanı ile çarpılıp amaç fonksiyonuna eklenerek genişletilmiş amaç fonksiyonunun elde edilmesi ile dönüştürülür. Elde edilen genişletilmiş amaç fonksiyonunun değişkenlere, Lagrange çarpanına ve fazlalık değişkenine göre türev

alınarak sıfıra eşitlenip çözülür. Türevleri sıfıra eşitleyen değerler ile Lagrange çarpanını sıfır yada sıfırdan büyük değerlerinin sağlandığı değerler optimum çözüm değerleridir. Çoğu zaman termal sistemlerin nonlinear denklemleri karmaşık ve çok sayıda olduğundan ve maliyet denklemleri de daha da karmaşık yaptığından türevleri sıfıra eşitleyen değerler bulunamaz (Jaluria, 2008).

İterativ quadratik programlama yöntemi lineer eşitlik ya da eşitsizlik şeklindeki kısıtlamalı ikinci dereceden amaç fonksiyonunun minimizasyonudur. İterativ lineerleştirme metodu nonlinear denklemlerin lineer denklemlere dönüştürülerek lineer programlama yöntemlerinden biri ile çözme metodudur (Jaluria, 2008).

Ceza fonksiyonu metodu kısıtlı denklemin tek değişkenli kısıtsız denkleme dönüştürülerek minimizasyonu şeklinde çözüm getiren bir yöntemdir.

Doğrudan (direkt) arama metotları (rasgele arama, sıralı simplex ve döngüsel koordinat metotları en önemlileridir) arasında simplex doğrudan arama metodunun bir çeşidi olan Box's kompleks metodu en etkili yöntemlerden olup Bejan ve diğ. (1996)'nın optimizasyonu buna göre yapılmıştır.

İlk aşama olan sistem ve sistemin performansını etkileyen alt sistemlerin sınırlarının açık seçik bir şekilde belirlenmesi gerekir. Karmaşık sistemlerin alt sistemlere bölünerek alt sistemlerin sınırlarının doğru belirlenmesi alt sistem optimizasyonu için önemlidir (Jaluria, 2008).

Optimizasyon kriteri, ekonomik (minimum maliyet gibi), teknolojik (maksimum verimlilik gibi) ya da çevresel (minimum kirlenme gibi) olabileceğinden minimum ya da maksimum ile karakterize edilir. Pratikte birden fazla optimizasyon kriteri saptanarak en iyi tasarım ve çalışma şartları aranır. Birden fazla kriter saptandığında bu kriterler birbiri ile ters düşebilir ya da uyushabilir. Birbiri ile ters düşen kriterler (minimum kirlenme, maksimum güç yada verim gibi) söz konusu olduğunda bunlardan biri ve en önemli olanı seçilerek diğerleri problemin parametre yada kısıtları olarak kabul edilip optimizasyon yapılır (Jaluria, 2008).

Optimizasyon probleminde değişkenler, bağımlı, bağımsız, karar değişkenleri ve parametreler olmak üzere dört çeşittir. Bağımsız değişkenler performansı ve maliyeti etkileyen tüm değişkenleri içermeli, önemsiz ve ayrıntıya ait değişkenleri içermemeli

ve değişime tabi olan bağımsız değişkenlerin birbirinden ayrı olmasını sağlayacak şekilde seçilmelidir. Optimizasyon çalışmasında sadece karar değişkenleri değiştirilebilir, parametreler ve bağımsız değişkenler karşılaştırılan modeller yada belli bir model için değiştirilemezler. Bağımlı değişkenler ise matematik model sonucu yani hesaplama sonucu elde edilen değişkenlerdir (Jaluria, 2008).

Matematiksel model, sistemin fonksiyonlar ve eşitlikler şeklinde tanımlanması olup, performans kriterlerini etkileyen tüm bağımsız değişkenleri ve ilişkilerini içerir ve tanımlar. Ayrıca maksimize ya da minimize edilecek amaç fonksiyonunu, eşitlik ve eşitsizlik sınırlamalarını içerir.

Amaç fonksiyonu bir ya da daha fazla karar değişkeni içerenler, sürekli olan ya da bazı kısımlarında süreksizlik içerenler, lineer ya da nonlinear şeklinde olabilir (Jaluria, 2008). Kısıtlar lineer ya da nonlinear olabilir, ancak burada incelenen kojenerasyon sistemlerinde nonlinear özelliklere sahiptir.

Optimizasyonda amaç matematiksel global maksimumu yada minimumu bulmaktan çok çevrimin iyileştirilmesi için fikir edinmektir. Buhar ve elektrik talebi değiştii için sabit bir üretim miktarında üretimden çok değişen miktarlarda üretim söz konusu olduğu için ve ayrıca çevre şartlarında yani havanın sıcaklık, basınç ve nem oranı sürekli değiştii için bulunacak global maksimum yada minimumun kullanılması fazla pratik değildir. Ancak termoeekonomik optimizasyonda optimum noktaların bulunması, optimum çalışılacak bölgeyi işaret edeceğinden iyileştirme için fikir vermesi yönünden önemlidir.

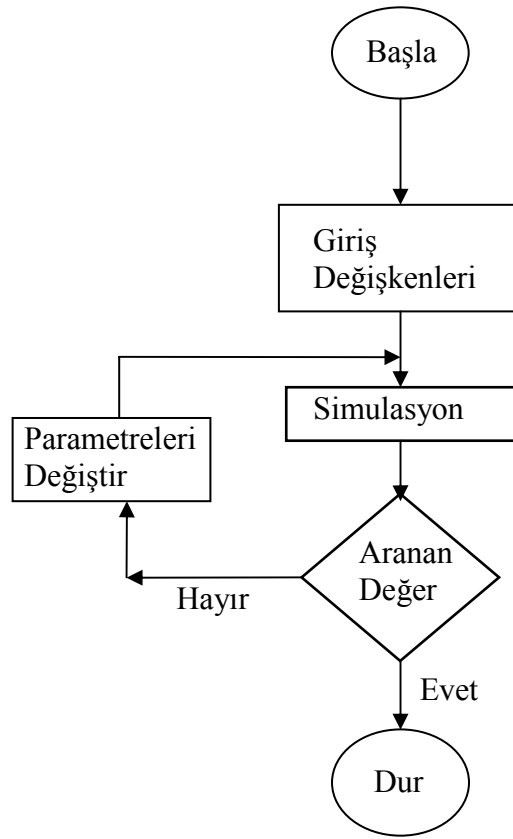
Yukarıda anlatılan analizlerin ve optimizasyonların yapılmasında piyasada birçok geliştirilmiş bilgisayar programı mevcut olup, sıralı modül ve denklem sistemlerini çözme yaklaşımı olmak üzere iki çeşittir. Sıralı modül yaklaşımı programlarda, cihazlar menüden seçilerek birleştirilir, giriş değerleri verilerek program çalıştırılır ve sonuçlar elde edilir. Kullanıcı cihazların matematik ve termodinamik modellerini, denklemlerini ve değişkenleri arasındaki ilişkileri göremez, çünkü bunlar hazır görsel programlardır. ASPEN PLUS, PROCESS, CHEMCAD gibi programlar bu türden programlardır. Denklem sistemlerini çözme yaklaşımı programlarda her bir cihazın matematik modeli kurularak, sistemin matematik modeli yüzlerce eşitlik (ya da denklem seti) şeklinde ortaya çıkarılır ve bunlar ortak değişkenler için çözülür. SPEED UP bu tür programlara örnektir. Burada bu iki türün sentezi olacak şekilde

hem ayrı ayrı sıralı modüller şeklinde hem de yüzlerce lineer ve nonlineer denklemlerle sistemlerin matematik ve ekonomik modelleri çıkarılıp VISUAL FORTRAN programlama dilinde çözecek birçok program geliştirilmiş ve çalıştırılarak elde edilen sonuçlar sunulup tartışılmıştır.

Geleneksel optimizasyon metotları çok basit çevrimlerin optimize edilmesinde (örneğin birinci kanuna göre) kullanılabilir, ancak bu metotlarla karmaşık sistemlerin optimizasyonu yapılamaz. Eğer maliyet ve performans hesapları da optimizasyonda söz konusu olacaksa en basit çevrimin bile geleneksel optimizasyon metotları ile yapmak imkansızdır (Bejan ve diğ., 1996).

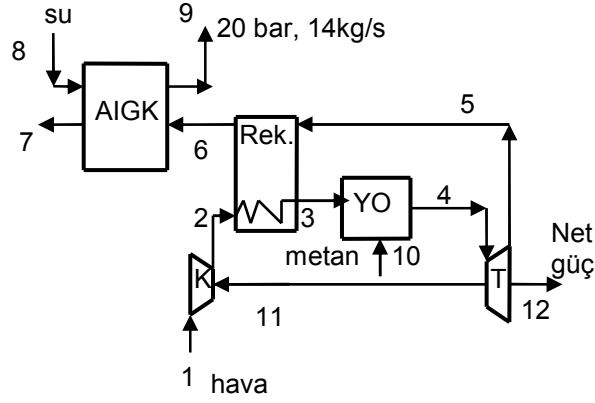
3.5. Optimizasyon Metotlarının Bilgisayar Programı ile Uygulanması ve Program Akış diyagramı

Çalışılan hava ısıtılmalı kojenerasyon sistemi Bejan ve diğ. (1996)'ından alınmış olup programa giriş değerleri olarak, çevre sıcaklığı, kompresöre giren havanın kütlesi, kompresör sıkıştırma oranı, atmosfer basıncı, rekuperatör çıkış sıcaklığı ve giren yakıtın kütlesi değerleri verilmektedir. Bunların yanında gaz türbininden elde edilen net güç sabit alınmış ve atık ısı geri kazanım cihazında ısıtılan suyun ve buharın kütlesi hariç diğer özellikleri sabit alınmıştır. Bu değerlere karşılık program tüm akış hatlarının sıcaklık, entalpi, entropi, enerji, fiziksel ve kimyasal ekserji, toplam ekserji, egzozun kimyasal kompozisyonu, kompresör işi, hava, yakıt ve egzozun mol sayıları, kompresör ve gaz türbini izentropik çıkış sıcaklıkları ve egzozun standart haldeki yoğuşan su miktarı ve entalpi ile entropileri hesaplamaktadır. Ayrıca egzozu oluşturan bileşiklerin mol yüzdeleri, atık ısı geri kazanım cihazında elde edilen suyun debisi, sistemin, kompresörün, rekuperatörün, yanma odasının, gaz türbininin ve atık ısı geri kazanım cihazının verimlerini ve kayıp ekserji değerlerini hesaplayıp sunmaktadır.



Şekil 3.2: İterativ optimizasyonda program akış genel şeması.

Programın genel akış şeması şekil 3.2’de verilmiştir. Programda, kompresör ve gaz türbini, izentropik çıkış sıcaklıkları, yanma odası çıkış sıcaklığı, rekuperatör çıkış sıcaklığını, Tablo 3.1’de verilmiş denklemlerle hesaplanmıştır. Daha sonra bu denklemler $f(T)=k(T)-b(T)=0$ ve $b(T)=T$ olmak üzere iki kısma ayrılır. Basit iterasyon olarak anılan bu yöntemde T değerinin alabileceği en alt değere, hassasiyetin önemine göre 0.1–0.01 arasında bir değer (artım) ekleyerek bulunan $f(T)$ değerinin sifıra eşit ya da sifıra yakın çok küçük epsilon değeri ile karşılaştırmaktadır. Eğer bulunan $f(T)$ değeri epsilon değerinden büyükse kullanılan son T değerine bir artım daha verilerek tekrar $f(T)$ değeri hesaplanıp karşılaştırılmaktadır. Bu işlem $f(T)$ değerini epsilondan küçük olmasını sağlayan sıcaklık değerine kadar devam ederek, aranan T sıcaklığı bulunur. EK-D’de hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin program kodları verilmiş olup diğer kojenerasyon sistemlerinin program kodları benzerdir. Program kojenerasyon sistemleriyle ilgili tüm parametreleri ve birbirleri ile ilişkisini ortaya çıkarabilmektedir.



Şekil 3.3: Örnek hesabı verilen hava ısıtmalı çevrim

Şekil 3.3'te örnek hesabı verilen hava ısıtmalı çevrimin şeması verilmiştir. Burada simülasyonu yapılan hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin daha ayrıntılı program akış şeması ise şekil 3.4'de verilmiştir.

Termal sistemlerde her zaman iki çeşit bağımsız değişken tanımlanır. Karar değişkenleri ve parametreler. Optimizasyon çalışmasında değişkenler karar değişkenleri olup, parametreler verili uygulama için belirlidir. Geri kalan diğer tüm değişkenler bağlı değişkenlerdir ve değerleri bağımsız değişkenlerden termodinamik model ve eşitlikler kullanılarak bulunur.

Karar değişkenleri, modelde kompresör basınç oranı ($P_2/P_1=10$), izentropik kompresör verimi ($\eta_{sc}=0,86$), izentropik türbin verimi ($\eta_{st}=0,86$), yanma odasına giren havanın sıcaklığı ($T_{GYO}=850$ K) gibi değişkenler karar değişkeni olarak alınabilir.

Karar değişkenleri her çalışmada değişebilir. Önemli olan bu değişkenlerin belirli bir aralıkta olmasıdır. Ticari kojenerasyon sistemlerinde, kompresör basınç oranı ($P_2/P_1 \leq 16$), gaz türbini malzemesi sıcaklığa dayanma sınırından dolayı türbin giriş sıcaklığı $T_{GYO} < 1550$ K, ve maliyet probleminden dolayı izentropik kompresör verimi ($\eta_{sc} < 0,90$) ve izentropik türbin verimi ($\eta_{st} < 0,92$) olmalıdır (Bejan ve diğ., 1996).

Parametreler, ise şöyle sayılabilir.

1-Elde edilen net güç (türbin gücü ve ısı güç),

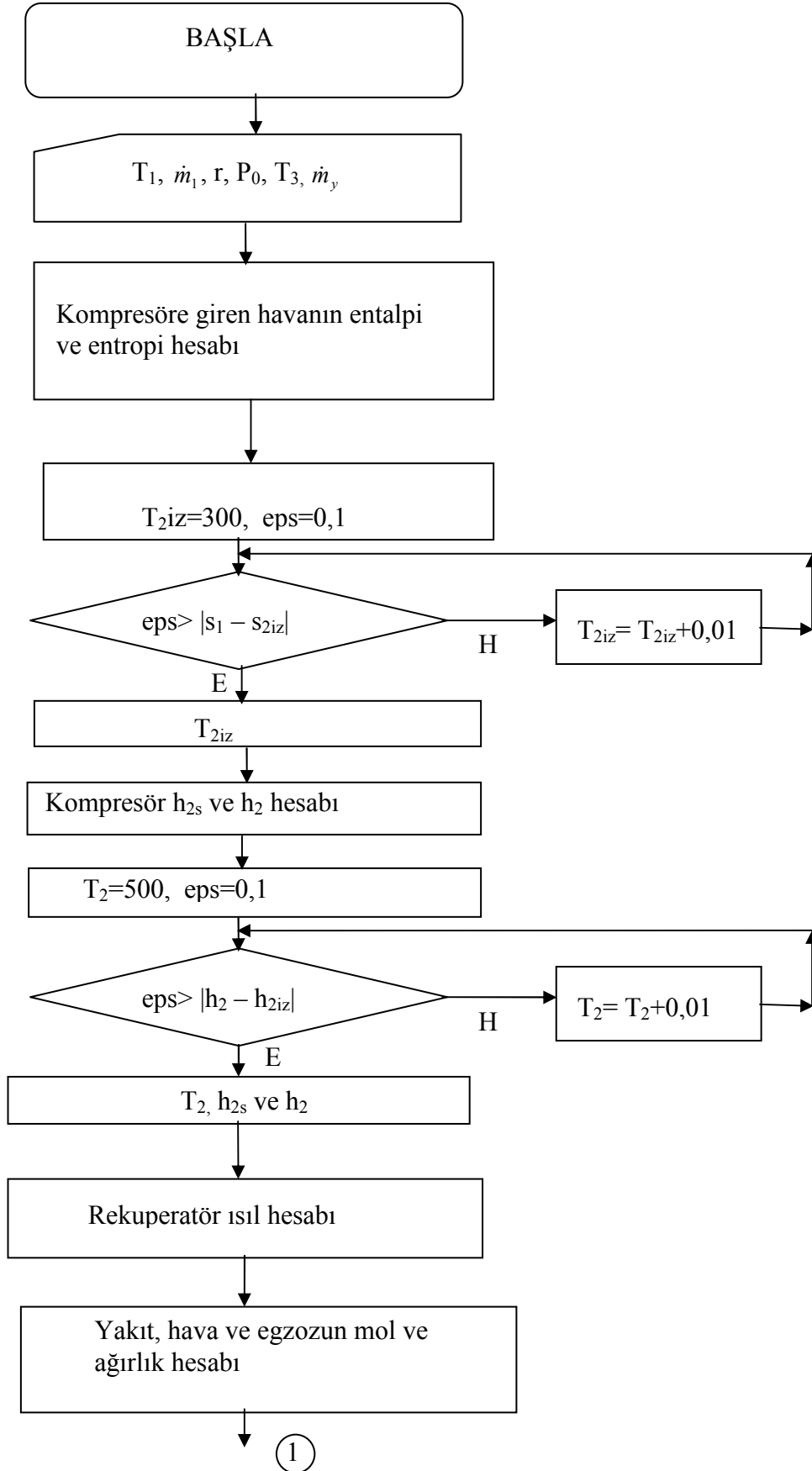
2-Sistemden elde edilen doymuş buharın debisi, sıcaklık ve basıncı.

3-Hava kompresörü giriş sıcaklığı $T_1=298,15$ K (25°C) ve basıncı $P_1=1,013$ bar (1atm) olup havanın bileşiminin mol yüzdesi % 77,48 N_2 , % 20,59 O_2 , % 0,03 CO_2 , % 1,9 $\text{H}_2\text{O}(\text{g})$ şeklindedir.

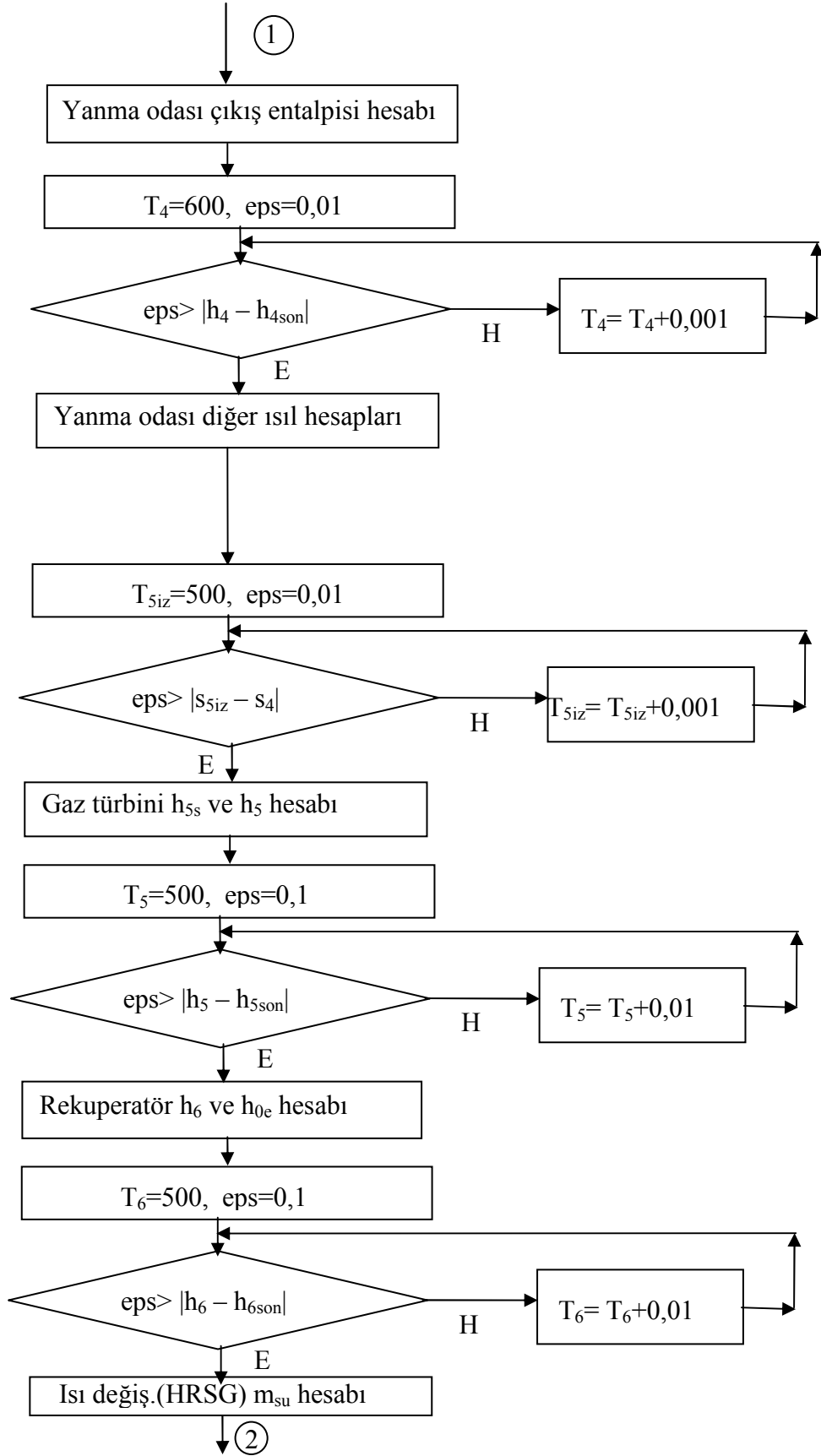
4-Atık ısı geri kazanım cihazına (HRSG) suyun giriş sıcaklığı $T_8=298,15$, giriş basıncı $P_8=20$ bar, egzoz atılma basıncı $P_7=1,013$ bar ve basınç düşüşü gaz tarafında % 5 'tir.

5-Yanma odasına yakıt giriş sıcaklığı $T_{10}=298,15$ K ve yanma odası basınç düşüşü % 5'tir. Yakıtın yanma odasına giriş basıncı $P_{10}=12$ bar ancak optimizasyon çalışmasında kompresör sıkıştırma değerlerinin 12'den büyük olduğu çalışma şartlarında kompresör çıkış basıncına eşit ya da biraz daha büyük alınmıştır (Bejan ve diğ., 1996).

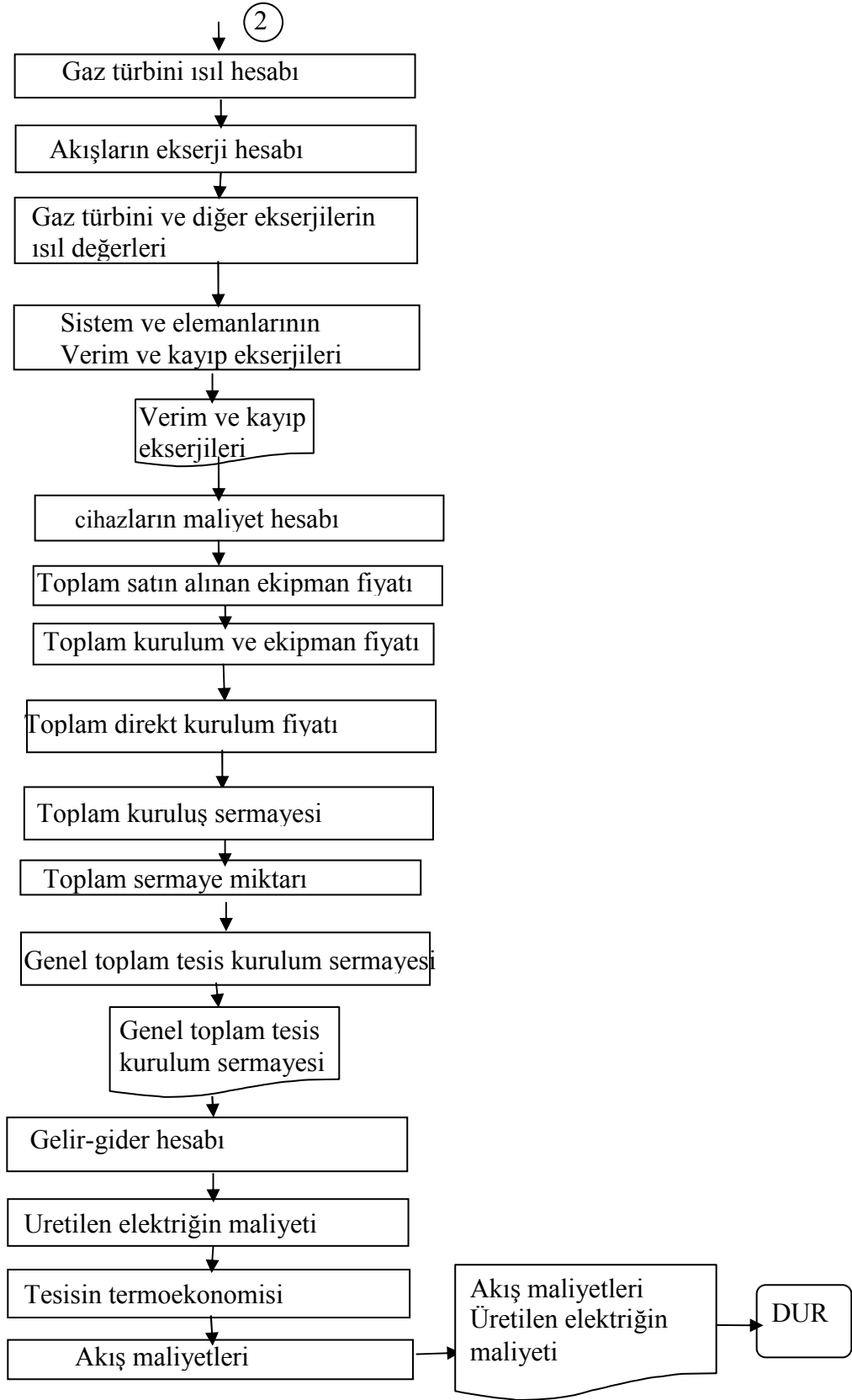
Bağımlı değişkenler olarak havanın kütsel akışı, egzoz ürünleri, kompresörün gerektirdiği enerji, türbinden elde edilen güç ve akış hatlarındaki basınç ve sıcaklıklardır. Bunlar hava kompresörü çıkış basınç ve sıcaklığı (P_2, T_2), rekuperatör giriş çıkış basınçları ile çıkış sıcaklığı (P_3, P_6, T_6), yanma odası çıkış basıncı ve sıcaklığı (P_4, T_4), gaz türbini çıkış basıncı ve sıcaklığı (P_5, T_5) ile atık ısı geri kazanım cihazı egzoz çıkış sıcaklığıdır. Yani hesaplanacak olan bağımlı değişkenler şöyle sıralanabilir. $\dot{m}_a, \dot{m}_f, \dot{m}_{eg}, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, T_2, T_4, T_5, T_6, T_7, \dot{W}_T, \dot{W}_C, \dot{Q}_{net}$ ve egzoz gazının kimyasal kompozisyonudur (Bejan, 1996).



Şekil 3.4: Programın ayrıntılı akış (simülasyon) şeması



Şekil 3.4: (Devamı) Programın ayrıntılı akış (simülasyon) şeması



Şekil 3.4: (Devamı) Programın ayrıntılı akış (simülasyon) şeması

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

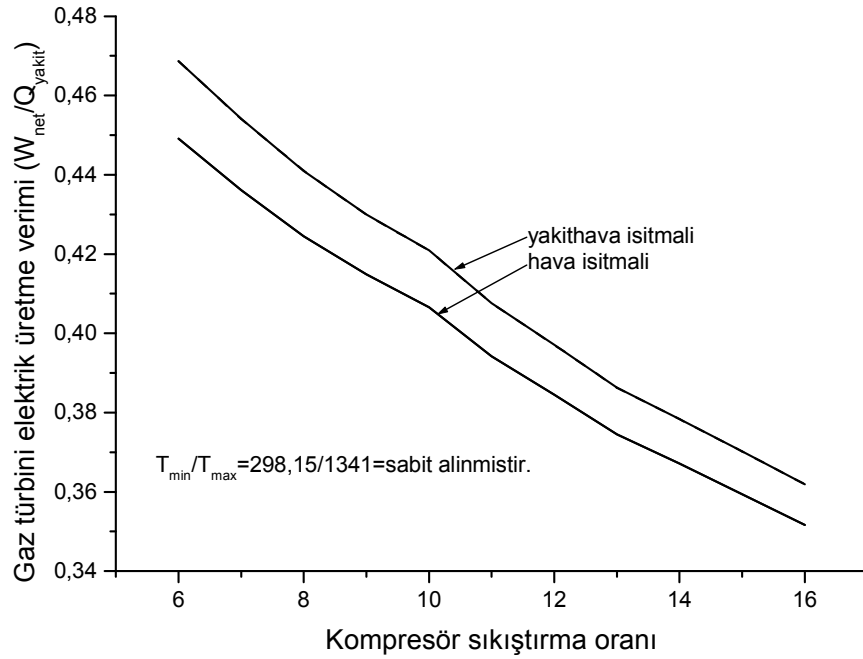
4.1. Gaz türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termodinamik Analizi

4.1.1. Birinci ve ikinci kanun bulguları

a-) Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin çalışma şartlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Çevrimin maksimum sıcaklığı metalürjik sebeplerden dolayı belli bir sıcaklığın altında tutulması gerektiğinden yanma için gerekenden çok daha fazla, (tam yanma için gereken teorik havanın dört katına kadar) hava kullanılması gerektiğinden havanın özellikleri egzoz gazının özellikleri üzerinde büyük etkiye sahiptir (Büyüktür, 2000). Buna göre kompresör sıkıştırma oranı (P_2/P_1) arttığında, kompresör çıkış sıcaklığı (T_2) da artacağından verim de artar, ancak yüksek basınç oranları metalürjik sebeplerden belli bir değerin üstüne çıkamaz ve sıkıştırma oranı arttıkça sürtünme ve kompresör boyutları artar ki makine verimi düşmeye başlar (Büyüktür, 2000). Bu yüzden rekuperatör takılması ile kompresörden çıkan havanın türbinden çıkan egzoz gazı ile ısıtılması sağlanabilir ki, bu durumda verim yükselir, ancak basınç oranı arttığında kompresör çıkış sıcaklığı artar ve türbin çıkış sıcaklığı düştüğünden rekuperatörün faydası azalır. Hatta belli bir sıkıştırma oranında iki sıcaklık birbirine eşit olduğunda rekuperatörden faydalanma olanağı kalmaz (Büyüktür, 2000). Türbinin ürettiği işin büyük bölümü (kompresör işinin türbinin ürettiği işe oranına geri iş oranı denir ki % 60 civarındadır) kompresör tarafından harcandığından sıkıştırma oranları çevrimin verimi üzerinde çok etkilidir.

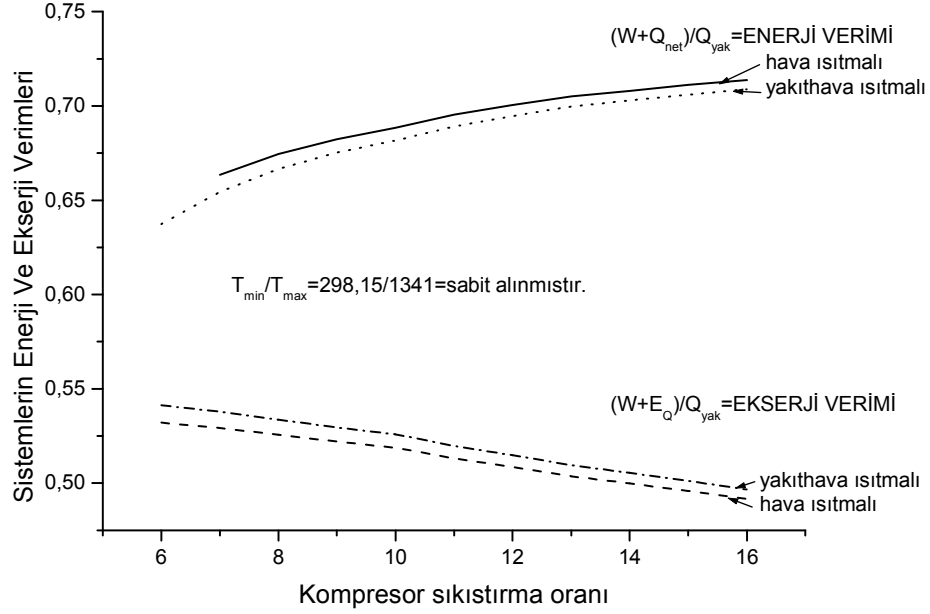
Burada rekuperatör çıkış sıcaklığı her bir sıkıştırma oranı için yeniden değiştirilip türbin çıkış sıcaklığının yaklaşık 7–15 K altında bir sıcaklıkta olmak üzere ve yanma odası çıkış sıcaklığı 1341 K’de sabit tutularak elektrik verimi, birinci ve ikinci kanun verimleri elde edilmiştir.



Şekil 4.1: Sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve rekuperatör çıkış sıcaklığının 7–15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1,64 kg/s metan) gaz türbini elektrik üretme veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi.

Bir gaz türbinli güç üretme tesisinin sabit yanma odası çıkış sıcaklığı durumu için yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar şekil 4.1’de verilmiştir.

Yukarıda açıklanan ve literatürde belirtilen sebeplerden dolayı burada da yani şekil 4.1’de, hava ısıtmalı gaz türbini çevrimi ile yakıt hava ısıtmalı gaz türbini çevrimi için kompresör sıkıştırma oranı arttıkça elde edilen elektrik gücünün azaldığını gösteren değişimler elde edilmiştir. Ayrıca değişik kompresör sıkıştırma oranlarında elektrik verimi, birinci ve ikinci kanun verimlerinin değişimi elde edilmiştir.



Şekil 4.2: Sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve rekuperatör çıkış sıcaklığının 7-15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1,64 kg/s metan) hava ısıtmalı ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji ve ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi.

Şekil 4.2’de aynı şekilde sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve rekuperatör çıkış sıcaklığının 7-15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1,64 kg/s metan) hava ısıtmalı ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji ve ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişim eğrileri elde edilmiştir. Bunlarda gösterildiği gibi hava ısıtmalı çevrime bir yakıt rekuperatörü eklemenin enerji verimini düşürdüğü ancak ekserji verimini artırdığı saptanmıştır. Her iki çevrimde de belirtilen şartlarda kompresör sıkıştırma oranını artırmanın kojenerasyon sistemlerinin ekserji verimini düşürdüğü ancak enerji verimini artırdığı görülmüştür ki bu da literatür ile uyumludur.

Tablo 4.1: Hava ısıtılmalı çevrimin değişik sıkıştırma oranları için kabul edilen şartlarda* elde edilen değerleri.

Sı. Or. (r)	Mekan. Verimi (W/Q_{yak})	YO Çık. Sıc. (K)	AIGK. Ort. Log. Sıc.F	Rek. Ort. Log. Sıc.F	Rek. So.Ak. giriş çıkış Sıc.(K)	Rek. Sı.Ak. giriş çıkış Sıc.(K)	Hava. Kütle. Debisi (Kg/s)	Kojener. Enerji Verimi ($W+Q_{net}$)/ Q_y	Kojener. Ekserji Verimi ($W+E_Q$)/ Q_y
6	0,4412	1341	89,6	15,7	521-940	949-546	156	0,6474	0,53208
7	0,4361	1341	104,4	16,72	545-910	921-570	145	0,66339	0,52923
8	0,4244	1341	115,8	16,7	566-885	896-591	137,2	0,6747	0,5256
9	0,41488	1341	124,2	13,87	586-865	874-606	132	0,68229	0,52206
10	0,40652	1341	131,2	10,71	604-850	857-621	127,8	0,6884	0,51875
11	0,3942	1341	140,3	13,96	620-830	840-639	123	0,69537	0,51314
12	0,3845	1341	147,3	14,3	636-815	826-654	119,5	0,70046	0,50857
13	0,37454	1341	154,2	15,7	650-800	813-670	116,3	0,70511	0,50367
14	0,36716	1341	158,8	13,3	664-790	801-680	114,3	0,70802	0,49985
15	0,35943	1341	163,8	12,4	677-780	790-692	112,2	0,7111	0,49584
16	0,35164	1341	168,6	12	689-770	780-703	110,3	0,71383	0,49169

*Sabit yanma odası çıkış sıcaklığında ve rekuperatör çıkış sıcaklığının 7–15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1,64 kg/s metan, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{buhar}=485,57$ K ve $T_{bacasic}=426$ K) hava ısıtılmalı çevriminin enerji ve ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi

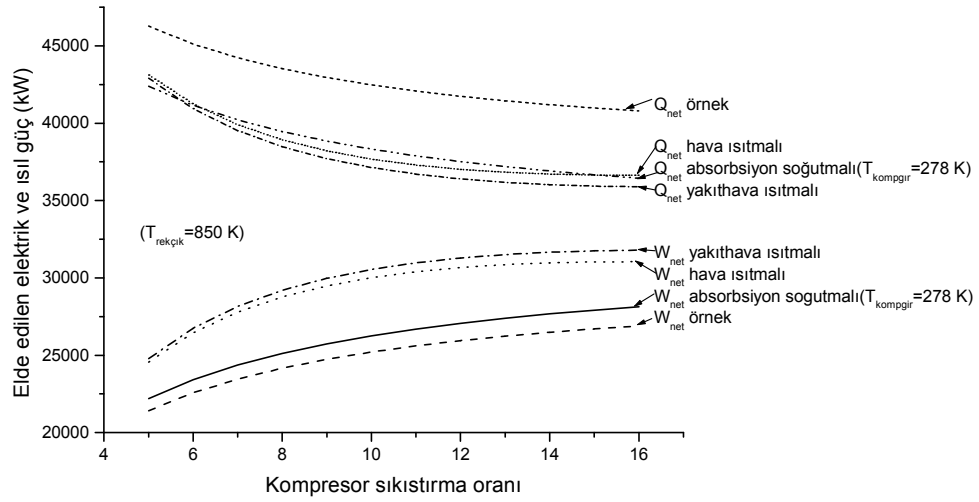
Tablo 4.1’de hava ısıtılmalı ve tablo 4.2’de yakıt hava ısıtılmalı çevrim için belirtilen rekuperatör çıkış sıcaklığı şartlarında kompresör sıkıştırma oranı arttıkça kompresör çıkış sıcaklığının arttığı türbin çıkış sıcaklığının düştüğü görülmekte olup bunların birbirine eşit olacağı kompresör sıkıştırma oranına kadar hesap yapılması gereksiz olacaktır. Aynı tablolarda hava ısıtılmalı çevrime, yakıt ısıtma için bir rekuperatör eklemenin elektrik verimini artırdığı görülmüştür.

Tablo 4.2: Yakıt hava ısıtmalı çevrimin değişik sıkıştırma oranları için kabul edilen şartlarda* elde edilen değerleri.

Sl. Or. (r)	Mekan. verimi W/Q_{yak}	Yakıt Rek. So.Ak. giriş çıkış Sic.(K)	Yakıt Rek. Sı.Ak. giriş çıkış Sic.(K)	Yak. Rek. Ort. Log. Sic.F	Ha Rek. Ort. Log. Sic.F	Hava Rek. So.Ak. giriş çıkış Sic.(K)	Hava Rek. Sı.Ak. giriş çıkış Sic.(K)	Hava. Küt. Debi. (Kg/s)	Kojen. Enerji Verimi $(W+Q_{net})/Q_{yak}$	Kojen. Ekserji Verimi $(W+E_Q)/Q_{yak}$
6	0,4439	298,15 915	949 931	204	22,6	521- 915	931 552	162,9	0,63737	0,5413
7	0,4242	298,15 875	919 901	212	32,0	545- 875	901 585	140,0	0,6707	0,524
8	0,4249	298,15 865	895 876	183	16,6	566- 865	876 590	137,0	0,675	0,5261
9	0,411	298,15 840	873 856	185	20,4	586- 840	856 613	130,0	0,6852	0,5207
10	0,408	298,15 832	856 838	164	9,7	604 832	838 620	127,8	0,6884	0,5197
11	0,3969	298,15 814	839 821	163	11,0	620- 814	821 636	123,5	0,6946	0,5147
12	0,3875	298,15 800	826 807	161	11,0	636- 800	807 651	120,0	0,6997	0,5103
13	0,3785	298,15 787	812 794	157	10,0	650- 787	794 664	117,2	0,7038	0,5058
14	0,3698	298,15 775	800 783	155	10,0	664- 775	783 677	114,7	0,7074	0,5014
15	0,362	298,15 765	790 772	151	9,0	677- 765	772 688	112,7	0,7103	0,4973
16	0,354	298,15 755	780 763	150	9,0	689- 755	763 700	113,7	0,7134	0,4931

*Sabit yanma odası çıkış (1341 K) sıcaklığında ve her iki rekuperatörün çıkış sıcaklığının 7-15 K türbin çıkış sıcaklığı altında tutulduğu sabit yakıt tüketimi için (1,64 kg/s metan, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{buhar}=485,57$ K ve $T_{bacasıc}=426$ K) yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin enerji ve ekserji veriminin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi.

Ancak şu iyice bilinmelidir ki örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ısıtmalı ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerin birbirleri ile karşılaştırılabilmesi için hava fazlalık katsayılarının aynı olduğu durumlar için hesap yapılmalıdır. Bunun içinde rekuperatör çıkış sıcaklığının sabit alınması gerekir ki, bu dört çevrim için hava fazlalık katsayısı ile değişim durumları karşılaştırılabilir. Burada yapılan binlerce hesabın her biri için rekuperatör çıkış sıcaklığının türbin çıkış sıcaklığının 7–15 K altında tutulabilmesi içinde her bir hesabın 5–6 defa yapılması gerekir ki, bunu yapmanın pratik olarak faydası yoktur. Bu sebeplerden dolayı bundan sonra, optimizasyonların hesabına kadar rekuperatör çıkış sıcaklıkları sabit alınacak, ancak bu sıcaklıkların türbin çıkış sıcaklıklarından en az 7 K daha düşük olmasına dikkat edilecektir. Bu dikkatin sebebi de kompresör çıkış havasından egzoz gazına ısı geçmemesi yani rekuperatörün ters çalışmaması içindir.

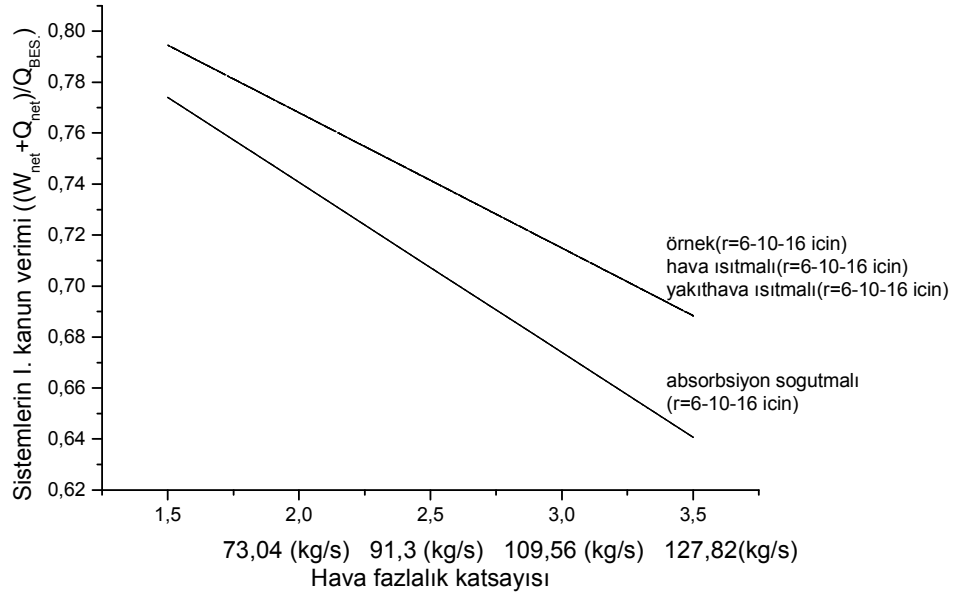


Şekil 4.3: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ve ısı güçlerinin kompresör sıkıştırma oranları ile değişimleri (Yanma odası çıkış sıcaklığı sabit alınmamıştır) ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $hfk=2,5$, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K).

Şekil 4.3'te dört kojenerasyon çevriminin elektrik ve ısı gücünün kompresör sıkıştırma oranları ile değişimleri verilmiş olup belirtilen şartlarda ve aralıkta kompresör sıkıştırma oranları arttıkça elde edilen iş artmakta, elde edilen ısı enerjisi ise düşmektedir. Bunun sebebi kompresör sıkıştırma oranı arttıkça, yanma odası çıkış sıcaklığı sabit alınmadığından, yüksek basınçta türbin çıkış sıcaklığı düşmekte bu da atık ısı geri kazanım cihazında (HRSG) elde edilen ısı miktarını düşürmektedir. Şekil 4.2 ile Şekil 4.3 arasında farklılığı oluşturan yada eğrilerin yönünü değiştiren yanma odası çıkış sıcaklığının sabit tutulmamasıdır.

Burada ve Boyce'un, (2002) çizdiği gaz türbini elektrik gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi eğrilerinde de görüldüğü gibi kompresör sıkıştırma oranı 12'ye kadar elektrik gücü hızla artarken bu artış hızı daha sonra düşmektedir. Ayrıca Boyce'un, (2002) verdiği eğrilerde 800 K yanma odası çıkış sıcaklığı için kompresör sıkıştırma oranının 20 den fazla olduğu değerlerde yukarıda anlatılan sebeplerden dolayı elde edilen elektrik gücü hızla azalmaktadır.

Najjar, (1997) gaz türbinli bir kojenerasyon tesisi (örnek çevrim) üzerinde yaptığı çalışmada kısmi yükte kompresör sıkıştırma oranını 8'den 11'e çıkarmanın elektrik verimini % 25'ten % 35 civarına yükselttiğini belirtmiştir.



Şekil 4.4: Örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerin I.Kanun verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K).

Şekil 4.4'te dört kojenerasyon çevriminin verilen şartlarda birinci kanun verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiş olup değişik sıkıştırma oranlarının birinci kanun verimini değiştirmedığı görülmüştür. Örnek kojenerasyon çevrimine belirtilen şartlarda çalışacak rekuperatörlerin eklenmesinin birinci kanun verimini etkilemediği yukarıda açıklanan sebeplerden dolayı bir kez daha tesbit edilmiştir. Absorbsiyonlu soğutmanın enerji verimini kötüleştirdiği ve hava fazlalık katsayısının artması ile daha fazla miktarda hava soğutulduğundan ve dolayısıyla daha fazla atık ısı oluştuğundan enerji verimini diğer çevrimlere göre daha fazla kötüleştirdiği ortaya çıkmaktadır.

Tablo 4.3'te yakıt olarak verilen metanın üst ısıl değerinin esas alınması ile örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimlerinin analizinde elde edilen net iş, net ısı enerjisi, baca kaybı enerjisi, kompresör işi, hava ve egzoz mol sayıları, yanma odası çıkış sıcaklığı, enerji verimleri ile enerji dengeleri verilmiştir. Burada da görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı belirtilen aralıkta arttıkça elde edilen net iş, baca kaybı enerjisi, kompresör işi artmakta ancak elde edilen net ısı enerjisi, yanma odası çıkış sıcaklığı ve enerji verimi azalmaktadır.

Tablo 4.3: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon çevrimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimlerinin analizinde elde edilen bazı parametreler ve enerji dengeleri

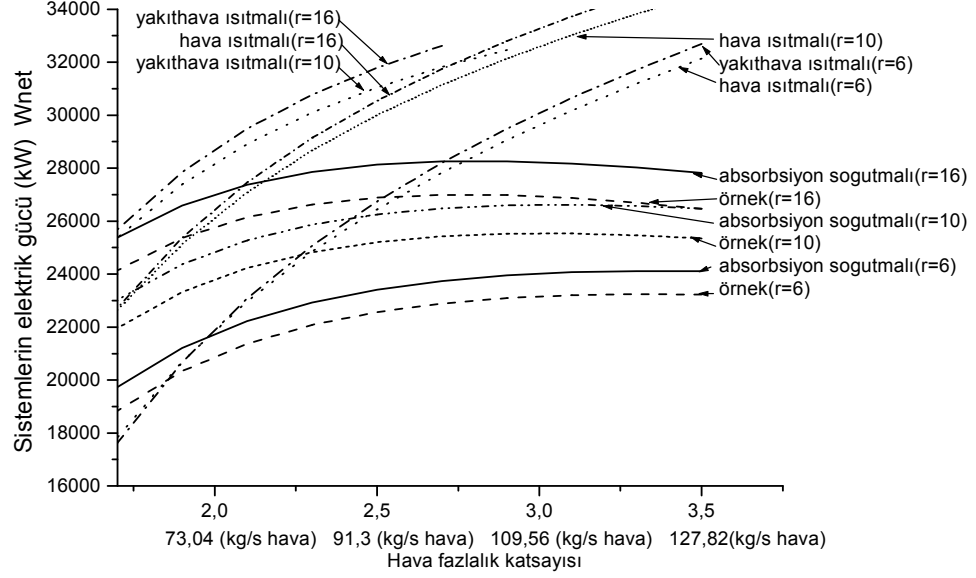
	Örnek çevrim							
HFK	Yakıt Ener. (kW)	W _{net} (kW)	Q _{net} (kW)	Q* _{baca} (kW)	YO kaybı** (kW)	W _{kom} (kW)	YO Ç.Sıc. (K)	I.Kanun verimi
1,5	91011	19886	52458	16876	1820	17805	1699	0,7945
2,5	91011	25166	42339	21706	1820	29675	1303	0,7415
3,5	91011	25293	37378	26536	1820	41545	1118	0,6884
HFK	GirenEnerji-ÇıkanEnerji				Egzoz Molsay.		Hava Molsay.	
1,5	91011=91040				2,0144		1,9121	
2,5	91011=91031				3,2891		3,1869	
3,5	91011=91027				4,56388		4,46166	
	Hava Isıtılmalı çevrim							
HFK	Yakıt Ener. (kW)	W _{net} (kW)	Q _{net} (kW)	Q* _{baca} (kW)	YO kaybı** (kW)	W _{kom} (kW)	YO Çsıc. (K)	I.Kanun verimi
1,5	91011	19351	52992	16877	1820	17805	1899	0,7945
2,5	91011	29977	37526	21706	1820	29675	1519	0,7414
3,5	91011	34515	28151	26537	1820	41545	1341	0,6883
HFK	GirenEnerji-ÇıkanEnerji				Egzoz Molsay.		Hava Molsay.	
1,5	91011=91040				2,0144		1,9121	
2,5	91011=91029				3,2891		3,1869	
3,5	91011=91023				4,56388		4,46166	
	Yakıt hava Isıtılmalı çevrim							
HFK	Yakıt Ener. (kW)	W _{net} (kW)	Q _{net} (kW)	Q* _{baca} (kW)	YO kaybı** (kW)	W _{kom} (kW)	YO Çsıc. (K)	I.Kanun verimi
1,5	91011	19192	53152	16876	1820	17805	1934	0,7945
2,5	91011	30519	36984	21707	1820	29675	1542	0,7414
3,5	91011	35288	27377	26536	1820	41545	1358	0,6883
HFK	GirenEnerji-ÇıkanEnerji				Egzoz Molsay.		Hava Molsay.	
1,5	91011=91040				2,0144		1,9121	
2,5	91011=91030				3,2891		3,1869	
3,5	91011=91021				4,56388		4,46166	
	Absorbsiyon soğutmalı çevrim***							
HFK	Yakıt Ener. kW	W _{net} (kW)	Q _{net} (kW)	Q _{baca} (kW)	YO kaybı** (kW)	W _{kom} (kW)	YO Çsıc. (K)	I.Kanun verimi
1,5	91011	20982	49498	16876	1820	16668	1670	0,774
2,5	91011	26212	38187	21707	1820	27781	1272	0,7073
3,5	91011	26414	31909	26536	1820	38893	1085	0,6406
	GirenEn-ÇıkanEn (abs.işi+atıkısı)*					EgzozMolsay.		Hava Molsay.
1,5	91011-(90774+767+1095=91038)					2,0144		1,9121
2,5	91011-(90588+1278+1826=91029)					3,2891		3,1869
3,5	91011-(90407+1789+2556=91024)					4,56388		4,46166

*:Giriş havasında %1,9 buhar olduğu kabul edildiğinden egzozda da (ÜID'de) bu sıvılaştığı kabul edildiği için aradaki fark düşülmelidir.

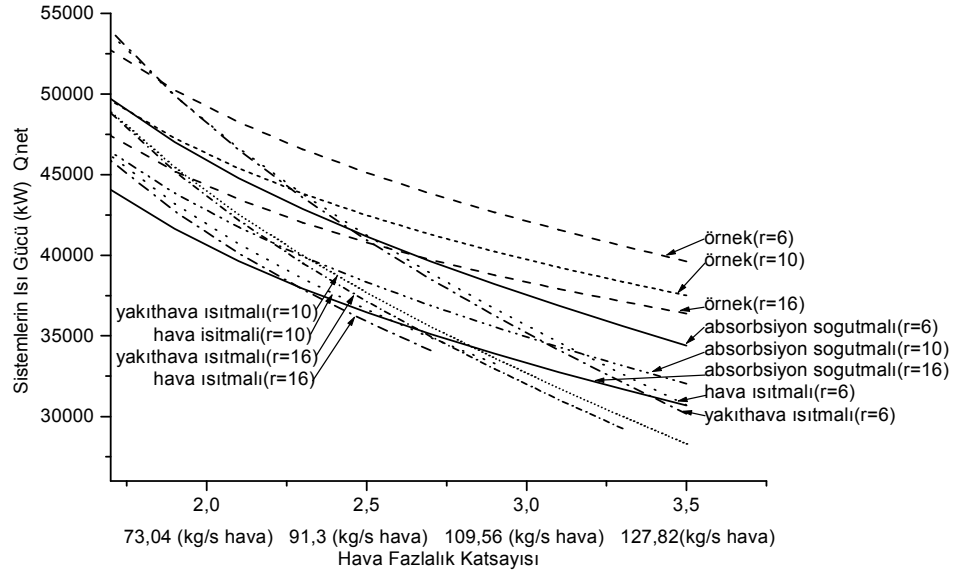
** :Yanma odasındaki kayıp yakıt ısı değerinin % 2 si olarak alınmıştır.

***:r=10 ve $T_{komgir}=298,15$ K alınmıştır. Absorpsiyon soğutmalı çevrimde $T_{komgir}=278,0$ K alınmıştır.

Örnek ve absorbsiyon soğutmalı kojenerasyon çevrimlerinin hava fazlalık katsayısı 3.5'ten büyük değerlere çıkıldıkça elde edilecek net işin azalmaya başlayacağı elde edilen eğrilerin eğiminden anlaşılabılır. Şekil 4.5'de bu durum daha açık görülmüştür.

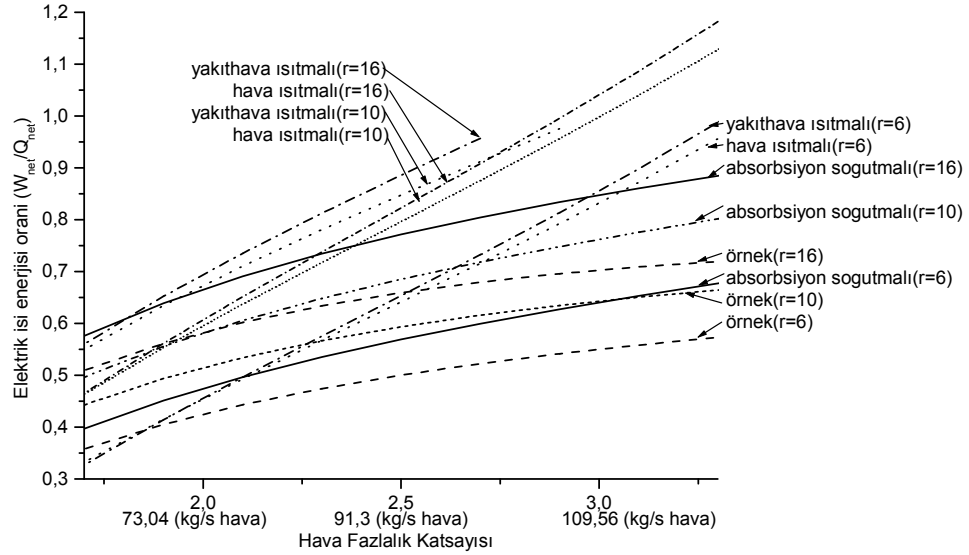


Şekil 4.5: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K).



Şekil 4.6: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı enerjisi gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K).

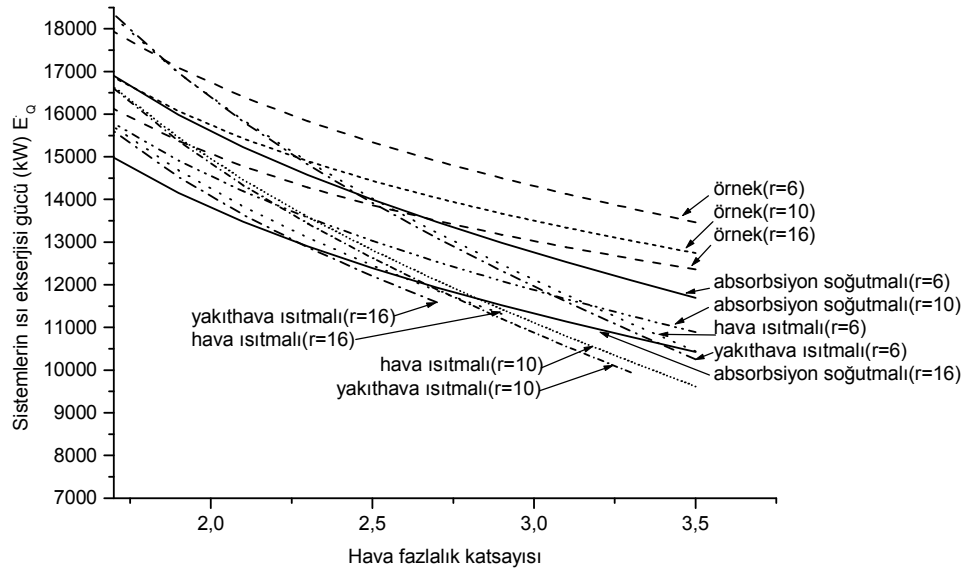
Şekil 4.6'da kompresör sıkıştırma oranı arttıkça sistemlerin ısı gücü (daha fazla elektrik gücü elde edildiğinden) azalmaktadır. Hava fazlalık katsayısının artması yanma odası çıkış sıcaklığını düşürdüğünden türbin çıkışındaki egzozun sıcaklığı azalmakta ve atık ısı geri kazanım cihazında aktarılabilecek ısı miktarı düşmektedir.



Şekil 4.7: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{lzk}=\eta_{lzt}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=426$ K).

Rekuperatörlerin kullanıldığı hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde türbin çıkışındaki egzozun ısı artan hava miktarının ön ısıtılmasında kullanıldığından atık ısı geri kazanım cihazına giren egzozun ısı enerjisi hızla azalmakta bu da ısı gücünü bu iki çevrimde daha hızlı düşürmektedir.

Şekil 4.7'de görüleceği gibi sistemlerin elektrik gücünün ısı enerjisi gücüne oranının, kompresörün sıkıştırma oranı düştükçe elektrik gücü düştüğünden azaldığı anlaşılmıştır. Hava fazlalık katsayısının artması bu dört kojenerasyon çevriminin elektrik ısı enerjisi oranını artırmaktadır. Ancak bu artış hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde daha fazla olmaktadır.

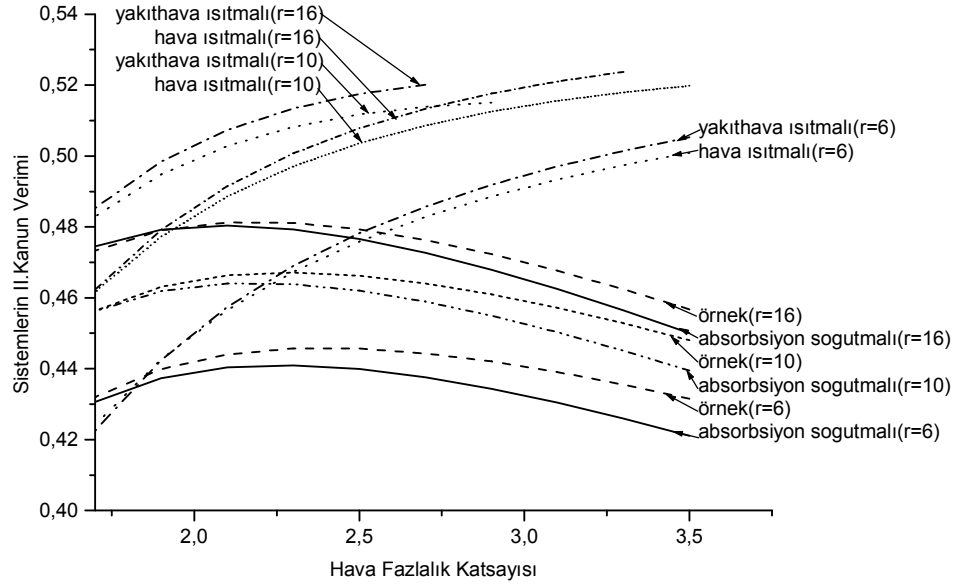


Şekil 4.8: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Şekil 4.8’de kompresör sıkıştırma oranları arttıkça sistemlerin ısı ekserjisi gücünün düştüğü bunun sebebinin de yukarıda da ayrıntılı anlatıldığı gibi elektrik gücünün artmasından kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Sistemlerin hava fazlalık katsayısı arttıkça hepsinin ısı ekserjisi gücü düşmektedir. Ancak bu düşüş düşük kompresör sıkıştırma oranlarında hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde daha fazla olmaktadır.

Şekil 4.9’da değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Sistemlerin II.kanun veriminin kompresör sıkıştırma oranı arttıkça tüm çevrimler için artmaktadır. Yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin belli bir kompresör sıkıştırma oranı için incelenen çevrimler içerisinde en verimli olduğu daha sonra hava ısıtmalı, örnek ve absorpsiyon soğutmalı çevrimlerin geldiği görülmektedir. Bu da yanma odasına girecek havanın ve yakıtın ön ısıtmasının verimi artırdığını göstermektedir. Hava fazlalık katsayısının 2–2,5 civarında olduğu oranlarda örnek ve absorpsiyon çevrimleri maksimum verime ulaşmakta daha sonra artan hava fazlalık katsayısı ile düşmektedir. Örnek ve absorpsiyon soğutmalı çevrimin kompresör sıkıştırma oranları arttıkça daha düşük hava fazlalık katsayısı oranlarında ikinci kanun veriminin maksimum olacağı görülmektedir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı

kojenerasyon çevrimlerin de yüksek sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısı arttıkça, ikinci kanun verimi de artmaktadır. Burada sistemlerin sadece çalışabileceği şartlar göz önüne alındığından bazı eğriler kesilmiştir.



Şekil 4.9: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izk}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

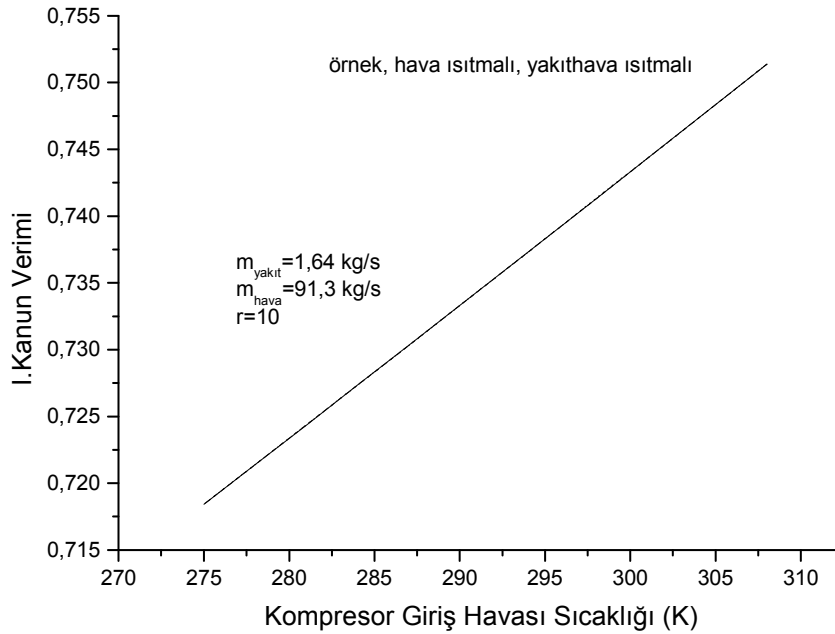
Najjar (1997) gaz türbinli bir kojenerasyon tesisi (örnek çevrim) üzerinde yaptığı çalışmada kısmi yükte kompresör sıkıştırma oranını 8'den 11'e çıkarmanın toplam kojenerasyon verimini % 22'den % 45 civarına yükselttiğini bildirmiştir.

b-) Değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerin çalışma şartlarının hava fazlalık katsayısı ile değişimi

Kompresör giriş havası sıcaklıklarının değişimi tesisin elektrik ve ısı enerjisi gücü üzerinde ciddi değişimler meydana getirmektedir. Literatürde, Boyce'a (2002)göre kompresör giriş havası sıcaklıkları düştükçe elektrik gücünün arttığı, örneğin 25 °C'tan 0 °C'a düşüldüğünde elektrik gücünün % 13–14 civarında arttığı buna karşılık ısı enerji gücü %10 civarında düşmekte olduğunu gösteren sonuçlar vermiştir.

Kehlhofet ve diğ., (1999) kompresör giriş havası sıcaklığının izafi iş üzerine olan etkisini gösteren eğriler vermiş olup bunlara göre giriş havası soğudukça elde edilen iş artmaktadır.

Al-Fahed ve diğ., (2009) makalelerinde kompresör giriş havası sıcaklığının değişiminin örnek çevrimli kojenerasyon sisteminde performans üzerine olan etkisini incelemiştir. Sıcaklığın artması havanın yoğunluğunu düşürdüğünden aynı kütle için kompresöre daha fazla enerji harcanmak zorunda kalınmaktadır. Ortadoğu gibi gündüz ve gece sıcaklığı arasındaki farkın büyük olduğu bölgelerde bu durum mutlaka dikkate alınması gereken ve maliyetleri büyük ölçüde değiştiren bir durumdur. Al-Fahed ve diğ., (2009) ve bu tezde de yapılan literatür çalışmalarında kompresör giriş havası sıcaklığının 1 °C artmasının elektrik üretiminde % 0,7 civarında bir düşüşe yol açtığını, 1 °C azalmasının ise elektrik üretimini % 0,5-0,9 civarında artırdığı görülmüştür. Literatürde kompresör giriş havasının absorpsiyonlu soğutulmasında ise giriş havasının 15 °C soğutulması durumunda elektrik veriminin % 6 civarında arttığı belirtilmiştir (Al-Fahed ve diğ., 2009).

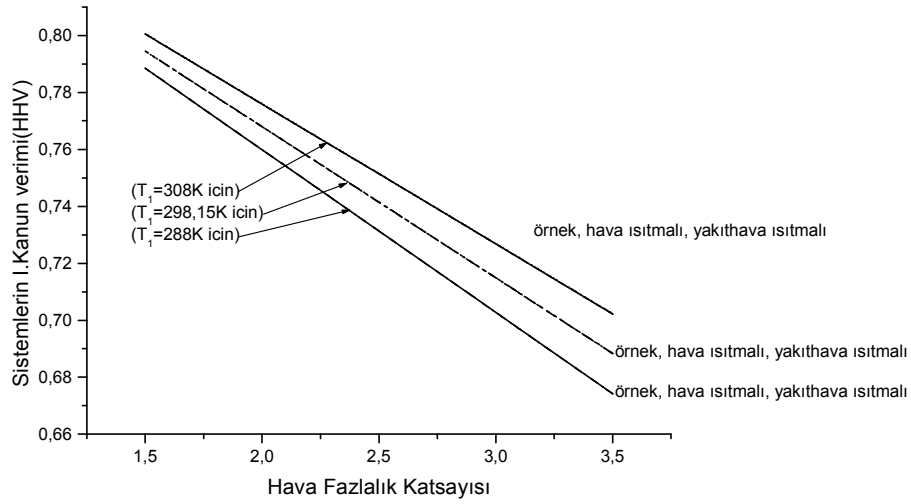


Şekil 4.10: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin I. kanun verimlerinin kompresör giriş havası (çevre) sıcaklığı ile değişimleri ($\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $T_{rekçik} = 850$ K, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasic} = 426$ K).

Şekil 4.10'da kompresör giriş havasının (ya da çevre) sıcaklığının artmasının örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji verimini artırdığı görülmüş olup bunun sebebi atık ısı geri kazanım cihazında daha fazla ısı elde edilmesidir.

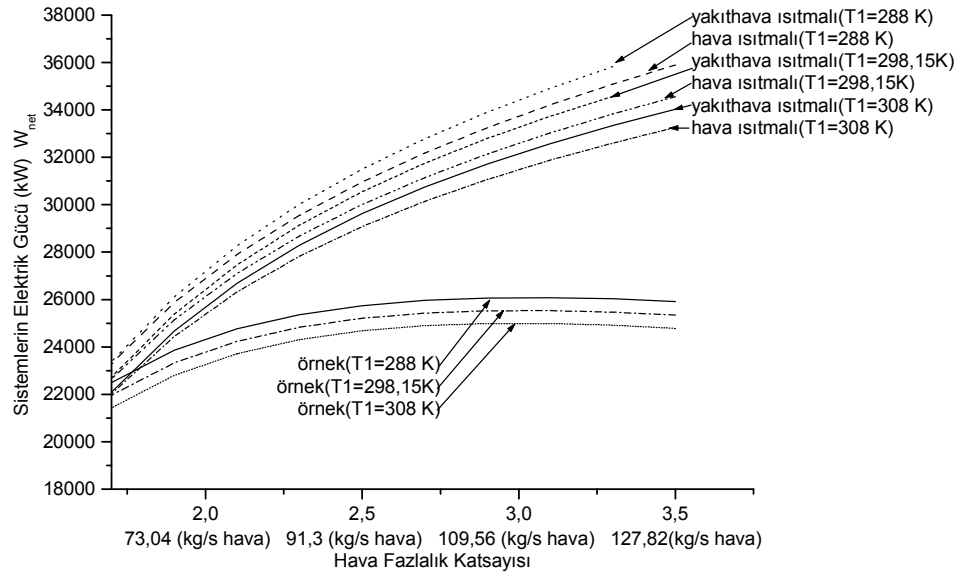
Wang ve Chiou'ya (2002) göre buhar kompresyonlu soğutucu çiller ile kompresör giriş havası sıcaklığının 315 K'den 270 K'e soğutulması durumunda gaz türbininin elektrik verimi % 30,45'ten % 31,35'e çıkmaktadır. Çevre sıcaklığının doğal yollarla 270 K'e soğuması durumunda elektrik verimi % 30,45'ten % 41 civarına çıkmaktadır. Buhar enjeksiyonlu çevrimde bu oranlar % 48'den % 50 civarına çıkmaktadır.

Şekil 4.11'de örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası (çevre) sıcaklıkları için enerji verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri verilmiş olup hava fazlalık katsayısı arttıkça kompresör işi ve çevrimden düşük sıcaklıkta atılan ısı arttığından enerji verimleri düşmektedir.

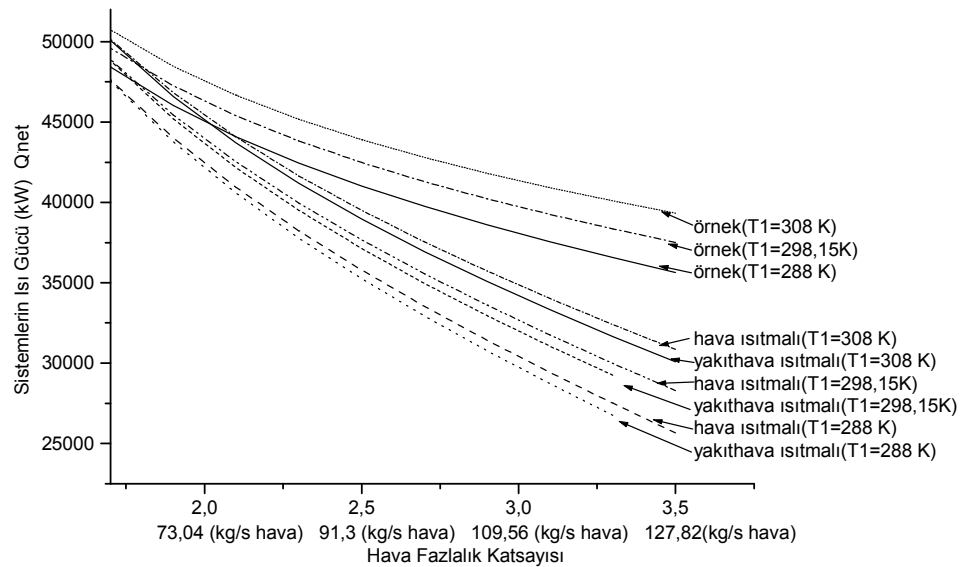


Şekil 4.11: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası (çevre) sıcaklıkları için enerji verimlerinin hava fazlalık katsayısı ile değişimleri ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K).

Rekuperatörlerin havaya aktarabileceği ısı miktarı gaz türbini çıkışındaki egzozu sahip olduğu ısı miktarı ve sıcaklığı ile sınırlı olduğundan hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin belli bir hava fazlalık katsayısından sonra çalışmamaktadır. Bu yüzden eğrileri belli bir değerden sonra kesilmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça yanma odası çıkış sıcaklığı düşmekte bu da türbin çıkış sıcaklığının azalmasına yol açmaktadır.

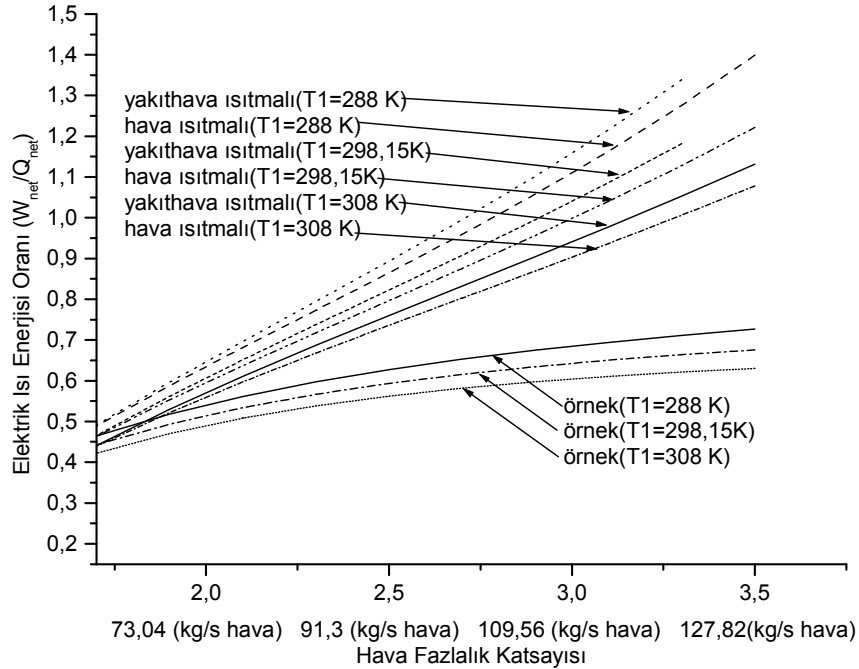


Şekil 4.12’de değişen kompresör giriş havası sıcaklıklarında çevrimlerin elektrik gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi incelendiğinde giriş havası sıcaklıkları düştükçe kompresörde harcanan iş azaldığından türbinden elde edilen güç artmaktadır.



Şekil 4.13'te düşük kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerin ısı gücünün düştüğü hava oranının artması ile de düşüşün arttığı görülmektedir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde türbinden çıkan egzoz gazının ısı enerjisinin bir kısmının havanın ön ısıtılmasında kullanılması ısı gücünü daha hızlı azaltmaktadır.

Amel ve Cadavid (2002) çevre sıcaklığının gaz türbininden elde edilen elektrik ısı oranı üzerine etkisini çalışmış olup bu eğrilerde 40 °C'tan 0 °C'ta kadar çevre sıcaklığı düştüğünde güç 14000 kW'tan 18000 kW'a çıkmakta ve ısı oranı ise düşmektedir.



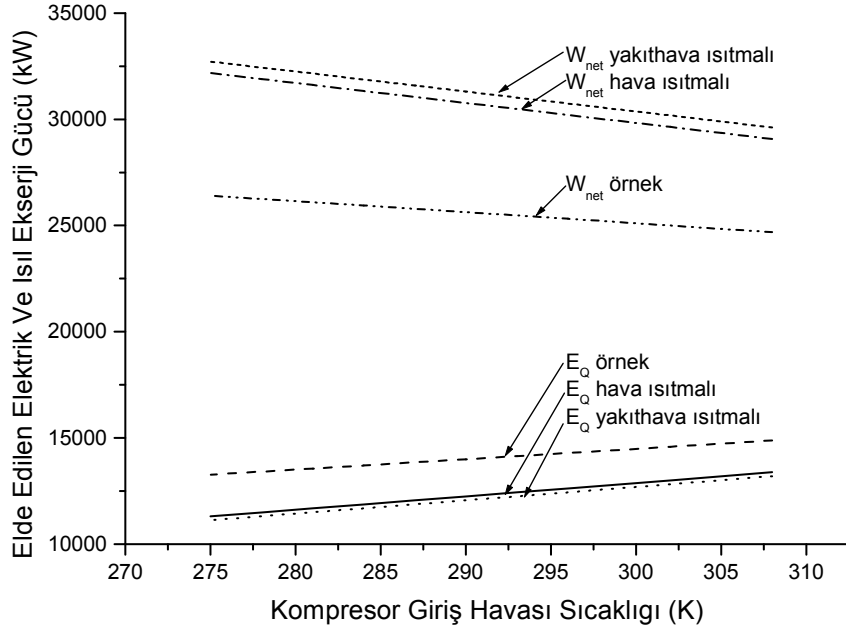
Şekil 4.14: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K).

Şekil 4.14'da kompresör giriş havası sıcaklığı düştükçe sistemlerin elektrik ısı enerjisi oranı artmaktadır. Bunun sebebi düşük giriş havası sıcaklıklarında elektrik gücünün artması ve ısı gücünün düşmesidir. Verilen aralıkta hava fazlalık katsayısı arttıkça elde edilen elektrik gücünde arttığından elektrik ısı enerjisi oranı artmaktadır. Bu artış rekuperatörlü çevrimlerde daha fazla olmaktadır.



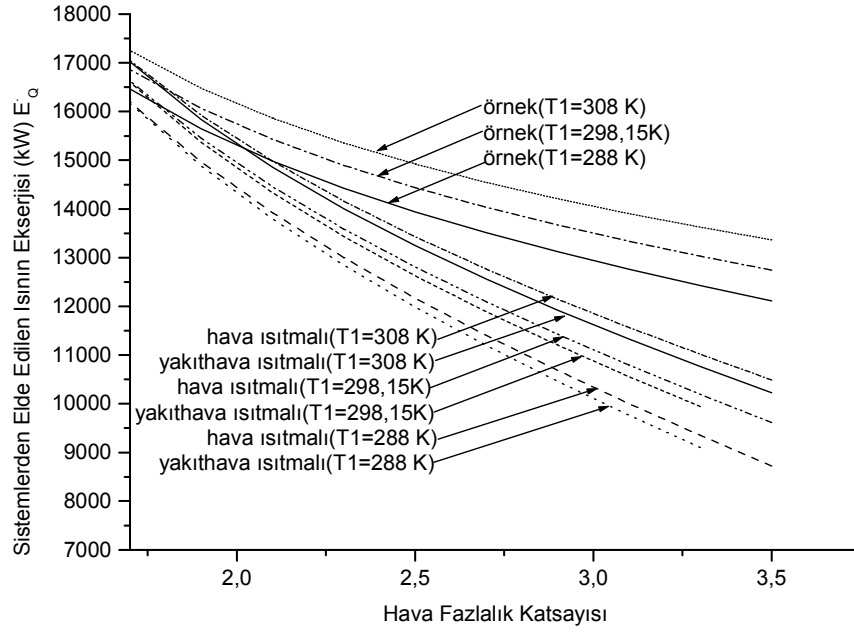
Şekil 4.15: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. Kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64 \text{ kg/s}$, $m_{\text{hava}}=91,3 \text{ kg/s}$, $h_{\text{fk}}=2,5$, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850 \text{ K}$, $T_{\text{buhar}}=485,57 \text{ K}$, $T_{\text{bacasıc}}=426 \text{ K}$).

Şekil 4.15'de değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. Kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Kompresör giriş havası sıcaklığı arttıkça sistemlerin ekserji verimi düşmekte, bunun sebebi de yüksek kompresör giriş havası sıcaklıklarında sıkıştırma için kompresöre daha fazla güç harcanmasıdır. Kompresör giriş havasının sıkıştırılması için harcanan güç türbinden elde edildiğinden ikinci kanun verimi üzerine daha fazla etkili olmaktadır. Örnek çevrimde bu kayıp kısmen elde edilen buhar gücü ile karşılanmakta iken, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerde bu kayıp rekuperatörlerden dolayı karşılanamamaktadır.



Şekil 4.16: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elde edilen elektrik ve ısı ekserji gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $hfk=2,5$, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçik}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K).

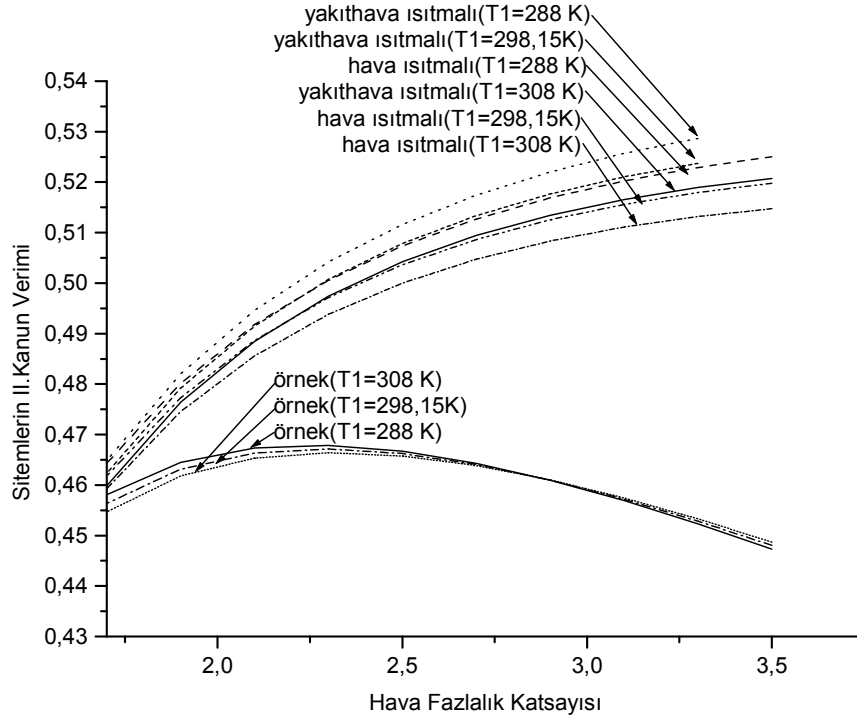
Şekil 4.16 değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elde edilen elektrik ve ısı ekserji gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişim eğrileri verilmiş olup giriş havası sıcaklığı düştükçe elde edilen elektrik gücü artmakta, ancak ısı ekserji gücü düşmektedir. Örnek çevrimin ısı gücünün, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinden daha iyi olduğu bunun sebebinin de rekuperatörlerin ısı gücünü azaltmasıdır. Ancak rekuperatörlerin elektrik gücünü artırdığı da görülmektedir.



Şekil 4.17: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinden elde edilen ısı ekserjisi gücünün hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64 \text{ kg/s}$, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850 \text{ K}$, $T_{\text{buhar}}=485,57 \text{ K}$, $T_{\text{bacasıc}}=426 \text{ K}$).

Şekil 4.17’de yüksek kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerden elde edilen ısı ekserjisi gücünün daha fazla olduğu ve artan hava fazlalık katsayısı oranlarında ısı ekserjisi gücünün düştüğü görülmektedir. Bu düşüş özellikle hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde daha fazla olmaktadır.

Şekil 4.18’de kompresör giriş havası sıcaklığı düştükçe ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin de ikinci kanun verimi artmaktadır. Şekil 4.18’de artan hava fazlalık katsayılarında bu iki çevrimde verimi artmaktadır. Bu iki çevrimde artan hava fazlalık katsayılarında giriş havasının sıcaklığı verim üzerinde daha fazla etkili olmaktadır. Örnek çevrimde ise ikinci kanun verimi hava fazlalık katsayısının 2,5 civarında olduğu değerlerde maksimum değerine ulaştıktan sonra düşmeye başlamaktadır. Örnek çevrimde kompresör giriş havası sıcaklığının düşük hava fazlalık katsayılarında verimi artıran bir etki yaptığı ancak hava fazlalık oranı arttıkça bu etkinin yok olduğu görülmektedir.



Şekil 4.18: Değişik kompresör giriş sıcaklıklarında örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elde edilen II. kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{basasıc}=426$ K).

c-) Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin çalışma şartlarının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi

Korozyon problemleri olan bu çevrimlerde kompresör çıkış havasına ya da yanma odası giriş havasına veya direkt yanma odası içine su ya da buhar hava ile homojen bir karışım oluşturacak şekilde enjekte edilerek yakıt ile yanması sağlanır. Bu yöntemin uygulanması için çevrimlerde önemli değişiklikler gerekmediğinden yaygınlık kazanmaktadır.

Boyce'a (2002) göre yanma odasına enjekte edilen buhar eğer NO_x 'lerin azaltılması ve kontrolü içinse hava kütlesinin % 2–3 civarındaki bir miktar enjekte edilir ki, bu da elde edilen elektrik gücünü % 3–5 civarında artırmaktadır. Giriş havasının kütlesinin % 5 kadar buhar kütlesi enjekte edildiğinde örnek çevrimde elektrik verimi % 8,3 ve eğer bu buhar türbin çıkışındaki egzozdan üretilmişse elektrik verimi % 19 artmaktadır. Yine aynı yazara göre su veya buhar miktarı hava miktarının % 12 civarında ise elde edilen elektrik gücü % 25 civarında artmaktadır.

Karaali ve Öztürk, (2009) örnek, hava ve yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjekte edilmesi durumlarını incelemiş ve termodinamik ve termoekonomik performans eğrilerini çizmiştir. Kompresör sıkıştırma oranının artması verimi ve üretilen elektrik miktarını her üç çevrimde artırırken, ısı güçlerini düşürmektedir. Aynı şekilde yanma odasına atık ısı geri kazanım cihazından elde edilen buharın artan miktarlarda enjekte edilmesi elektrik gücünü artırmakta ancak ısı gücünü hızla düşürmektedir. Sistemlerin II. kanun veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişiminde, örnek çevrimin düşük kompresör sıkıştırma oranlarında verim artarken yüksek kompresör sıkıştırma oranlarında verim diğer çevrimlerle beraber düşmektedir. Sonuç olarak yanma odasına buhar enjeksiyonu, buhar ya da atık ısı fazlasının olduğu durumlarda uygulanması ideal bir yöntemdir. Bu şekilde buhar fazlası ile elektrik gücü artırılmış olmaktadır (Karaali ve Öztürk, 2009)

Kehlhofet ve diğ. (1999), enjekte edilen buhar miktarının izafi iş ve izafi verim üzerine etkilerini gösteren eğriler çizmiş olup, bunlara göre buhar yakıt oranı 1.5 olduğunda elde edilen iş miktarı % 14 artmaktadır. Wang ve Chiou'ya (2002) göre enjekte edilecek buhar miktarı kompresör giriş havasının kütlesinin % 20 kadarına çıkabilir.

Wang ve Chiou'ya (2002) göre de yaptıkları çalışmada buhar enjeksiyonlu çevrimde sıkıştırma oranı 5'ten 20'ye çıktığında enerji verimi değişmemektedir. Ayrıca aynı araştırmacılar, Tayvan'da kurulu basit bir gaz türbinli güç üretme sisteminin verimini artırmak için rejenerasyon yapılması ve buhar enjeksiyonu yöntemlerini uygulayarak analiz etmişlerdir. Hava kütlesinin % 10–20 civarında bir buhar kütlesi enjekte edilebileceğinden ve bunun için gerekli olan basınçlı buhar bir pompa ile suyun istenen basınçta atık ısı geri kazanım cihazına basılması ile elde edilmesi mümkün olduğundan elektrik verimini de artırmak mümkündür. Bunun için yaptıkları analizde buhar enjeksiyonlu çevrimde, havanın % 10'u kadar buhar kütlesi yanma odasına enjekte edildiğinde elektrik verimi % 30,45'ten % 38,09'a çıkmaktadır. Wang ve Chiou'nun (2002) tüm bulguları bu tezde yapılan çalışmalar sonucu elde edilen bulgularla uyumludur.

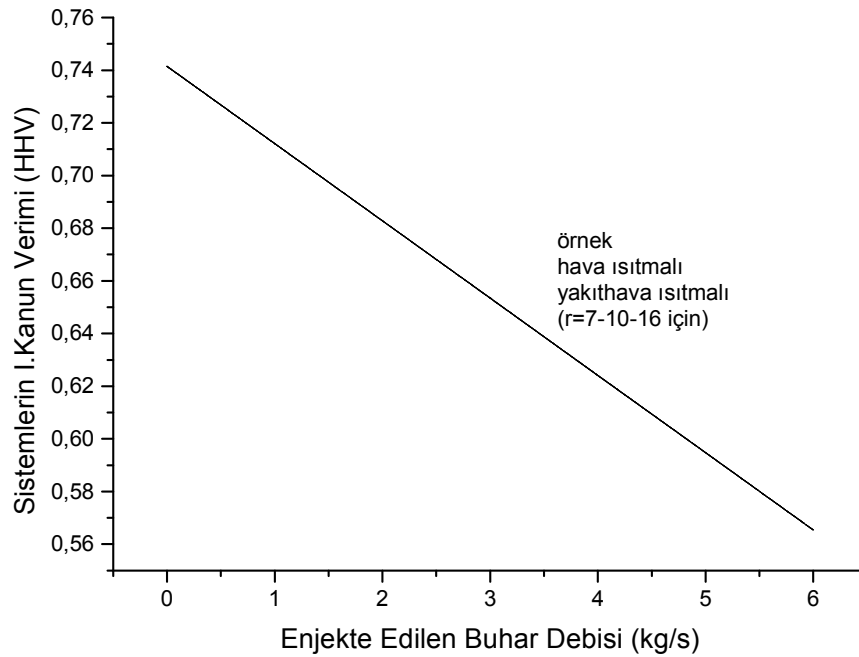
Tablo 4.4: Buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtım kojenereasyon çevrimlerinin enjekte edilen buharın değişik miktarları için hesaplanan bazı parametreler ve enerji dengeleri

ÜİD Örnek çevrim ($m_{hava}=91.3 \text{ kg/s}$)								
Buhar (Kg/s)	Yakıt Ener.(kW)	W_{net} (kW)	Q_{net} (kW)	Q_{baca} (kW)	YO kaybı**(kW)	W_{kom} (kW)	YO Çsıc.(K)	I.Kanun verimi
0	91011	25166	42339	24369	1820	29675	1303	0,7415
1	91011	26513	38325	27046	1820	29675	1287	0,71216
2	91011	27908	34256	29727	1820	29675	1271	0,68281
3	91011	29342	30148	32408	1820	29675	1256	0,65347
4	91011	30809	26008	35090	1820	29675	1242	0,62412
5	91011	32300	21844	37771	1820	29675	1228	0,59477
6	91011	33809	17662	40453	1820	29675	1214	0,56542
	GirenEn=ÇıkanEn- hava en(2663 kW)					EgzozMolsay.	Hava Molsay.	
0	91011=91031					3,2891	3,1869	
1	91011=91040					3,34463	3,1869	
2	91011=91048					3,40014	3,1869	
3	91011=91056					3,45565	3,1869	
4	91011=91064					3,51116	3,1869	
5	91011=91072					3,56667	3,1869	
6	91011=91080					3,62218	3,1869	
	ÜİD Hava Isıtmalı çevrim ($m_{hava}=91.3 \text{ kg/s}$)							
Buhar (Kg/s)	Yakıt Ener.(kW)	W_{net} (kW)	Q_{net} (kW)	Q_{baca} (kW)	YO kaybı**(kW)	W_{kom} (kW)	YO Çsıc.(K)	I.Kanun verimi
0	91011	29977	37526	24369	1820	29675	1519	0,74145
1	91011	30863	33967	27051	1820	29675	1498	0,7121
2	91011	31870	30286	29732	1820	29675	1479	0,6828
3	91011	32982	26501	32414	1820	29675	1460	0,6534
4	91011	34186	22624	35095	1820	29675	1442	0,6241
5	91011	35469	18667	37777	1820	29675	1424	0,5947
6	91011	36821	14643	40458	1820	29675	1407	0,5654
	GirenEn=ÇıkanEn- hava en(2663 kW)					EgzozMolsayısı	Hava MolSay.	
0	91011=91029					3,28912	3,186897	
1	91011=91038					3,34463	3,186897	
2	91011=91046					3,40014	3,186897	
3	91011=91054					3,45565	3,186897	
4	91011=91062					3,51116	3,186897	
5	91011=91070					3,56667	3,186897	
6	91011=91078					3,62218	3,186897	
	ÜİD Yakıt hava Isıtmalı çevrim ($m_{hava}=91.3 \text{ kg/s}$)							
Buhar (Kg/s)	Yakıt Ener.(kW)	W_{net} (kW)	Q_{net} (kW)	Q_{baca} (kW)	YO kaybı**(kW)	W_{kom} (kW)	YO Ç.sıc.(K)	I.Kanun verimi
0	91011	30519	36984	24370	1820	29675	1542	0,7414
1	91011	31342	33487	27051	1820	29675	1521	0,7121
2	91011	32295	29861	29732	1820	29675	1501	0,68276
3	91011	33361	26122	32414	1820	29675	1481	0,65341
4	91011	34526	22283	35095	1820	29675	1463	0,62406
5	91011	35777	18359	37777	1820	29675	1445	0,59471
6	91011	37103	14359	40458	1820	29675	1428	0,56536
	GirenEn=ÇıkanEn- hava en(2663 kW)					Egzoz Molsayısı	Hava Molsayısı	
0	91011=91030					3,2891	3,1869	
1	91011=91037					3,34463	3,1869	
2	91011=91046					3,40014	3,1869	
3	91011=91054					3,45565	3,1869	
4	91011=91062					3,51116	3,1869	
5	91011=91070					3,56667	3,1869	
6	91011=91078					3,62218	3,1869	

*Giriş havasında %1,9 buhar olduğu kabul edildiğinden egzozda da (ÜİD'de) bu sıvılaştığı kabul edildiği için aradaki fark düşülmelidir.

**Yanma odasındaki kayıp yakıt ısı değeri % 2 si olarak alınmıştır.

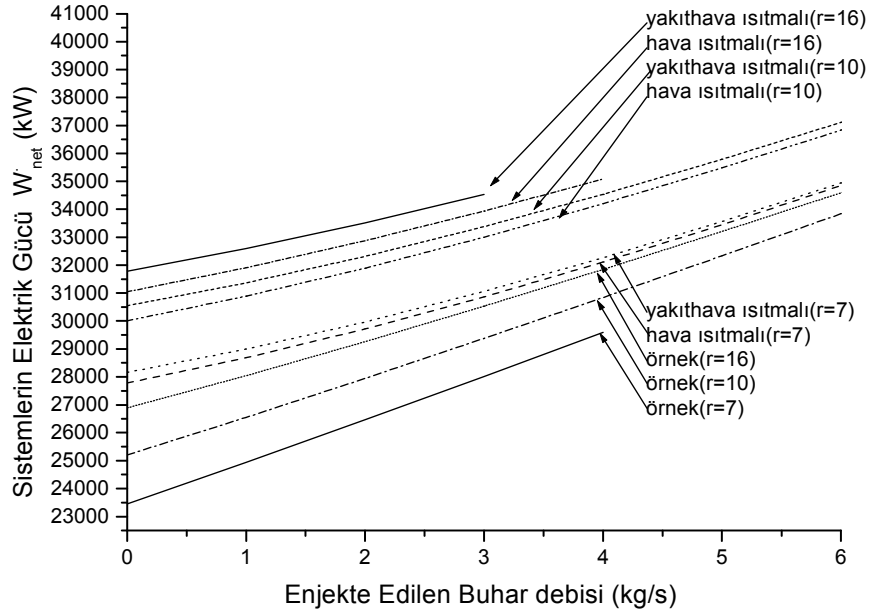
Tablo 4.4'te buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enjekte edilen buharın değişik miktarları için analizinde elde edilen net iş, net ısı enerjisi, bacadaki enerji kaybı, kompresör işi, hava ve egzoz mol sayıları, yanma odası çıkış sıcaklığı, I.Kanun verimleri ile enerji dengeleri verilmiştir. Buna göre buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enjekte edilen buhar miktarı arttıkça elde edilen net iş, bacadan atılan enerji ve egzoz mol sayısı artmakta, elde edilen net ısı enerjisi, enerji verimi ve yanma odası çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Enjekte edilen buhar türbinden çıkan egzoz gazlarının ısısından atık ısı geri kazanım cihazında üretildiğinden ve daha sonra egzoz gazları 426 K'de çevreye atıldığından elde edilen ısı enerjisinin ancak bir kısmı elde kalmaktadır. Bu durum üretilen elektrik miktarını artırırken üretilen ısı miktarını düşürmektedir.



Şekil 4.19: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yanma odasına buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin I.Kanun veriminin enjekte edilen buhar debileri ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $hfk=2,5$, $\eta_{izk}=\eta_{izt}=0,86$, $T_1=298,15$ K, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K).

Şekil 4.19'da değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji veriminin enjekte edilen buhar debileri ile değişimi verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranlarının değişmesi enerji verimi üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır. Asıl enerji verimini etkileyen faktör, sabit hava yakıt oranları için, enjekte edilen buhar miktarıdır.

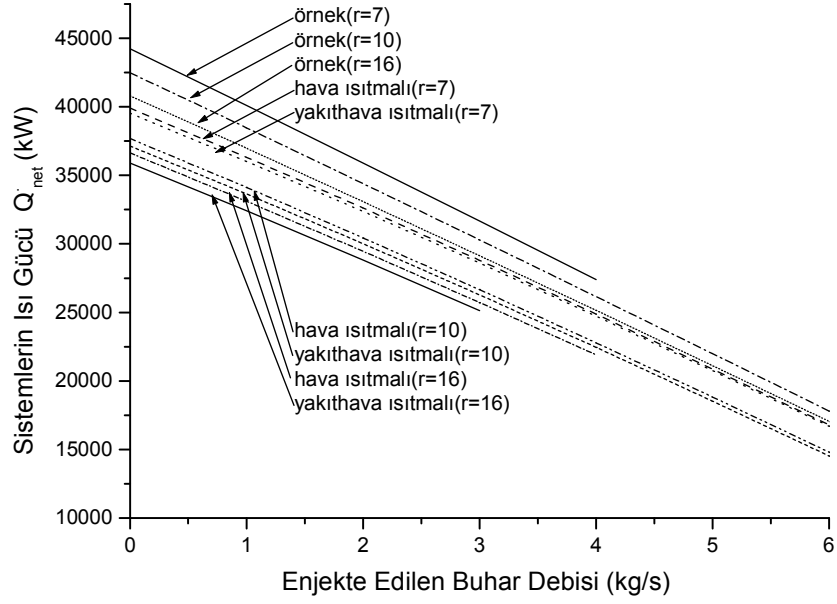
Sistemden elde edilen buhar miktarının yanma odasına enjekte edilen miktarı arttıkça birinci kanun verimi azalmaktadır. Sistemin ürettiği buharın tekrar yanma odasına enjeksiyon yolu ile verilmesi yöntemini, buhar ihtiyacının az olduğu yada buhar fazlasının olduğu durumlarda kullanmak gereklidir.



Şekil 4.20: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yanma odasına buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenereasyon çevrimlerinin elektrik gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_1=298,15$ K, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K).

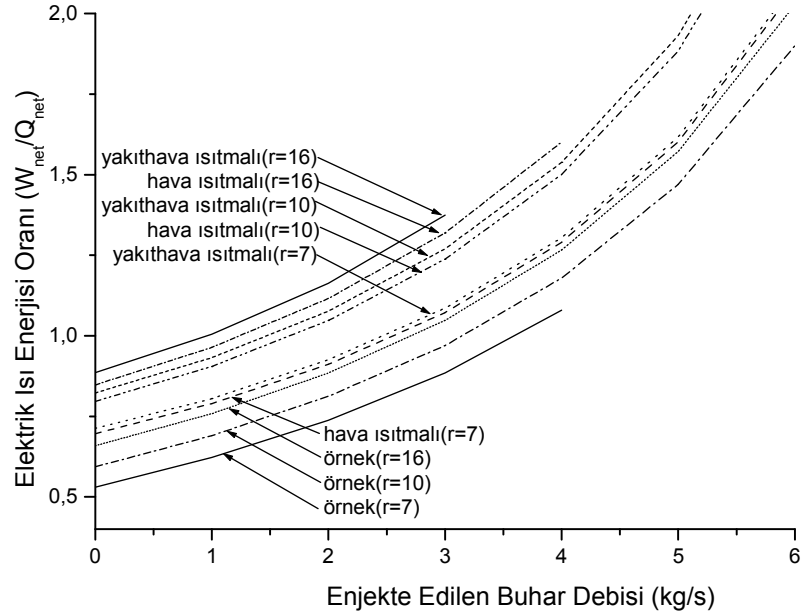
Şekil 4.20’te değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin elektrik gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi incelendiğinde enjekte edilen buharın debisi arttıkça elde edilen elektriğin arttığı tüm çevrimler için bulunmuştur. Atık ısı geri kazanım cihazında elde edilen buharın yanma odasına enjekte edilmesi türbine giren akış debisini artırdığından türbinden elde edilen iş artmaktadır.

Buhar enjeksiyonlu çevrimlerde de kompresör sıkıştırma oranı arttıkça elde edilen elektrik miktarı artmaktadır. Çevrimlerin bazılarında belirli sıkıştırma oranlarında yanma odasına enjekte edilen buhar yanma odası çıkış sıcaklığını hızla düşürdüğünden atık ısı geri kazanım cihazının çalışması için gereken sıcaklık belli bir debiden sonra sağlanamadığından değişim eğrileri belirli debilerde kesilmiştir.



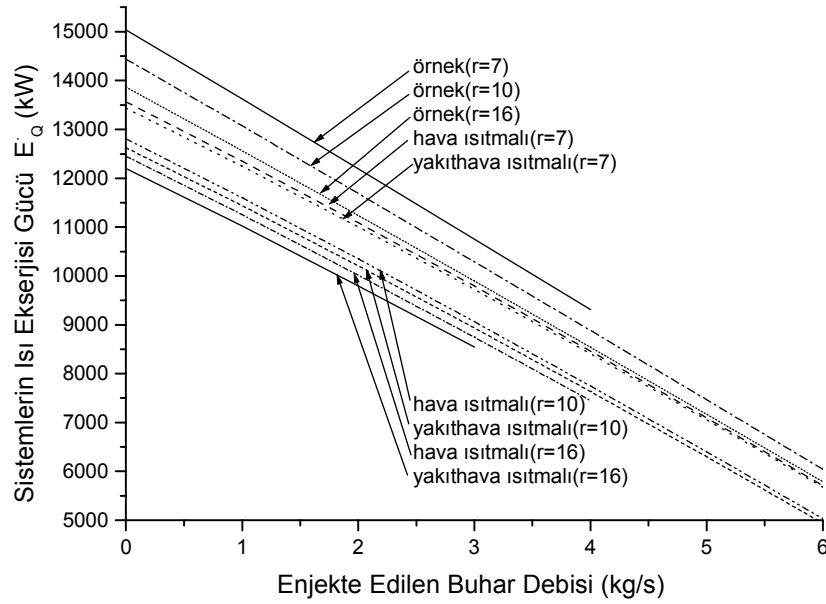
Şekil 4.21: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı enerjisi gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_1=298,15$ K, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K).

Şekil 4.21’de kompresör sıkıştırma oranı düştüğünde ısı gücü artmaktadır. Enjekte edilen buharın debisi arttıkça sistemlerin ısı gücü hızla azalmaktadır.



Şekil 4.22: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_1=298,15$ K, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K).

Şekil 4.22’de değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin elektrik ısı enerjisi oranının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi verilmiştir. Enjekte edilen buhar debisi arttığında ısı gücü hızla düşüp elektrik gücü arttığından elektrik ısı enerjisi oranı da hızla artmaktadır. Sistemlerin çalışmayacağı çalışma şartlarında hesap yapılmadığından eğriler kesilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranının hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ısı enerjisi oranlarında oldukça etkili olduğu anlaşılmaktadır.

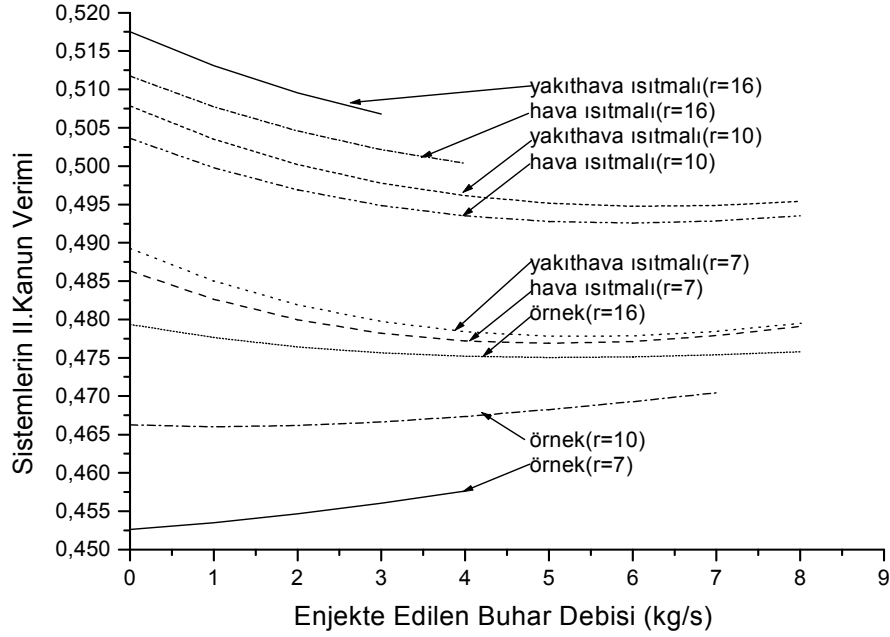


Şekil 4.23: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izk}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K).

Şekil 4.23’de sistemlerin ısı ekserjisi gücünün elde edilen buharın yanma odasına enjekte edilmesi sonucu hızla azaldığı görülmüştür. Buhar enjeksiyonunun buhar fazlasının olması durumunda kullanılması uygun olacaktır. Aksi takdirde kojenerasyonun ısı gücü oldukça azalacaktır.

Şekil 4.24’te değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin II. kanun veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişim eğrileri çizilmiştir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde enjekte edilen buhar debisi arttıkça ikinci kanun verimi düşmektedir. Ancak bu iki çevrimin düşük kompresör sıkıştırma oranlarında enjekte edilen buhar debisi arttıkça verimde ciddi düşüşten sonra hafif artış meydana gelmektedir ki bunun sebebi türbinden elde edilen iş artışının daha etkili olması ve düşük sıcaklıkta elde edilen ısının ekserjisinin az olmasıdır. Örnek çevrimde ise

yüksek kompresör sıkıştırma oranlarında daha yüksek sıcaklığa çıkıldığı için daha fazla verim elde edilmekte ve enjekte edilen buhar miktarı arttıkça verim düşmektedir. Örnek çevrimde düşük kompresör sıkıştırma oranlarında daha düşük sıcaklıkta çalışıldığı için elde edilen elektrik gücü ve ısı ekserjisi az olmakta ancak buhar enjekte edildiğinde egzoz gazının debisini arttırdığından verim artmaktadır. Fakat örnek çevrimin tüm şartlardaki verimi diğerlerinden daha kötü olmaktadır.



Şekil 4.24: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında buhar enjeksiyonlu örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{çevre}=298,15$ K, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K).

d-) Sistemlerin çalışma şartlarının çevrimlere beslenen havanın özgül nemi ile değişimi

Burada incelenen yöntem aslında buharlaştırmalı (evaporatif) soğutma yöntemi olarak bilinen kompresör giriş havasına özellikle yaz aylarında su püskürtülerek giriş havasının hem soğutulması ve hem de neminin artırılmasıdır. Bu yöntemle çok düşük maliyetle elde edilen elektrik gücünü artırmak mümkün olup her türlü gaz türbinli kojenerasyon sistemine kolaylıkla uygulanabilmektedir.

Bu çalışmada normal şartlardaki (25°C ve 1 atm.'de) havada bulunan % 1,9 molar su buharının (yani $12,092$ grbuhar/kg hava) üzerine doyma noktasına kadar su zerrelere enjeksiyonu yolu ile suyun hava içinde buharlaşması sağlanarak

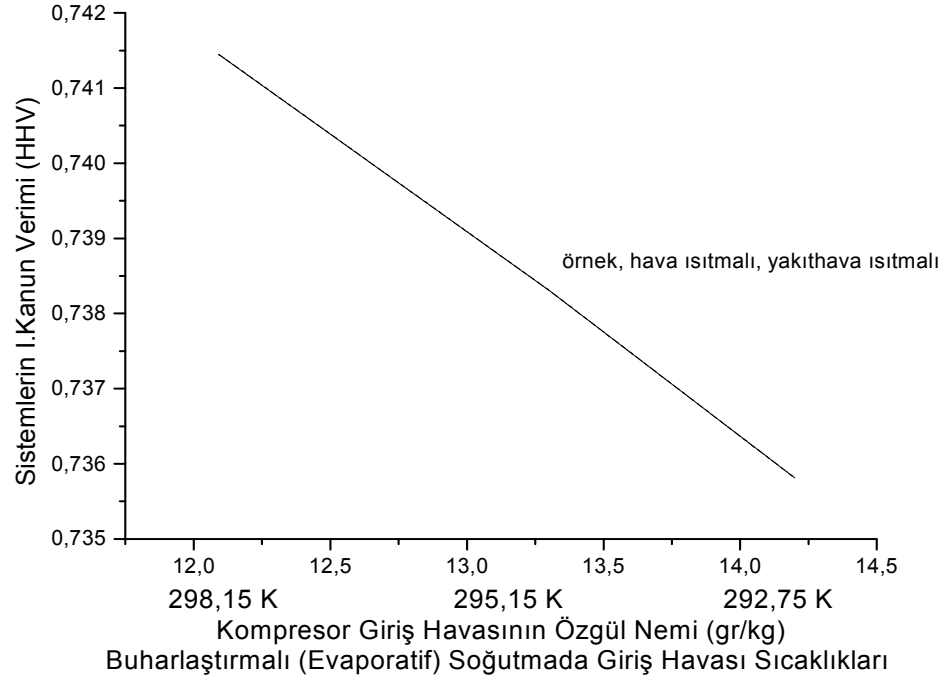
buharlaştırmalı (evaporatif) soğutma yapıldığı kabul edilmiştir. Buna göre psikrometrik diyagram kullanılarak enjekte edilen suyun miktarından havanın yeni sıcaklığı bulunup hesapta kullanılmıştır. Özgül nemin artırılması havanın moleküler ağırlığını ve dolayısıyla özgül ısıların sıcaklıkla değişimini etkiler. Özgül nem artırıldığında sabit basınçta özgül ısı ve gaz sabiti değerlerini de artırır.

Ashraf (2001) bu konu üzerinde yaptığı çalışmada buharlaştırmalı (evaporatif) soğutmanın güç üzerine etkisini incelemiş ve benzer sonuçlar bulmuştur. Al-Fahed ve diğ., (2009) örnek çevrimli kojenerasyon sistemi üzerine yaptıkları buharlaştırmalı (evaporatif) soğutma çalışmasında bu tarz soğutmanın verimi % 2,5 civarında artırdığını ve literatürde de benzer sonuçların elde edildiğini açıklamışlardır.

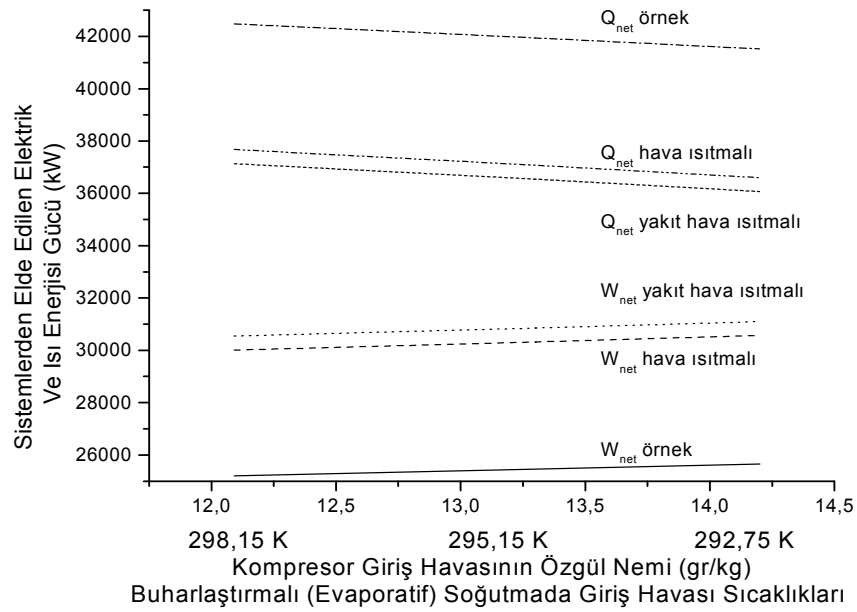
Kehlhofet ve diğ. (1999), bu konu üzerinde yaptıkları çalışmada izafi nem oranlarının elde edilen işe etkisini incelemiş ve bu çalışmalara göre de izafi nem oranı arttıkça elde edilen iş artmaktadır.

Şekil 4.25’de örnek, hava ve yakıt hava ısıtımli kojenerasyon çevrimlerinin enerji veriminin özgül nem ile değişimi verilmiştir. Kompresör giriş havasına su püskürtme işlemi yapılarak (buharlaştırmalı-evaporatif soğutma yoluyla) da giriş havası sıcaklığının düşürülmesi yanma odası çıkış sıcaklığını düşürmekte olup, atık ısı geri kazanım cihazında elde edilecek ısı enerjisini ve dolayısıyla enerji verimini düşürmektedir.

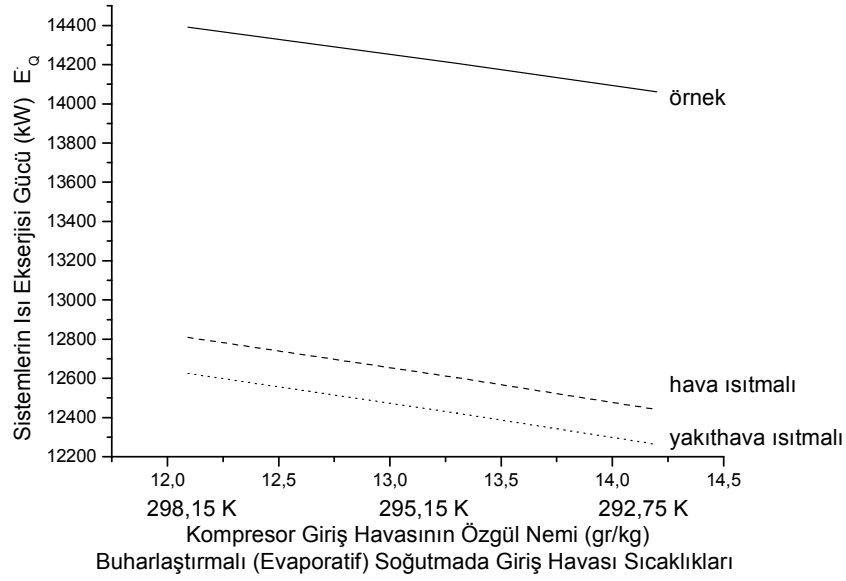
Şekil 4.26’da özgül nemi arttıkça sistemlerin elektrik gücünün arttığı görülmüştür. Yaz aylarında kompresör giriş havasına su zerreleri enjekte edilerek havanın özgül nemini artırma, hem de bu yolla buharlaştırmalı (evaporatif) soğutma yapmak mümkün olduğundan elektrik gücünü kolayca, çevre havasının sıcaklığına ve özgül nemine bağlı olarak, % 2–7 arasında artırmak mümkündür. Buharlaştırmalı (evaporatif) soğutmada elektrik gücü bu şekilde artarken ısı enerjisi gücü kompresör giriş havası sıcaklığı düştüğünden azalmaktadır.



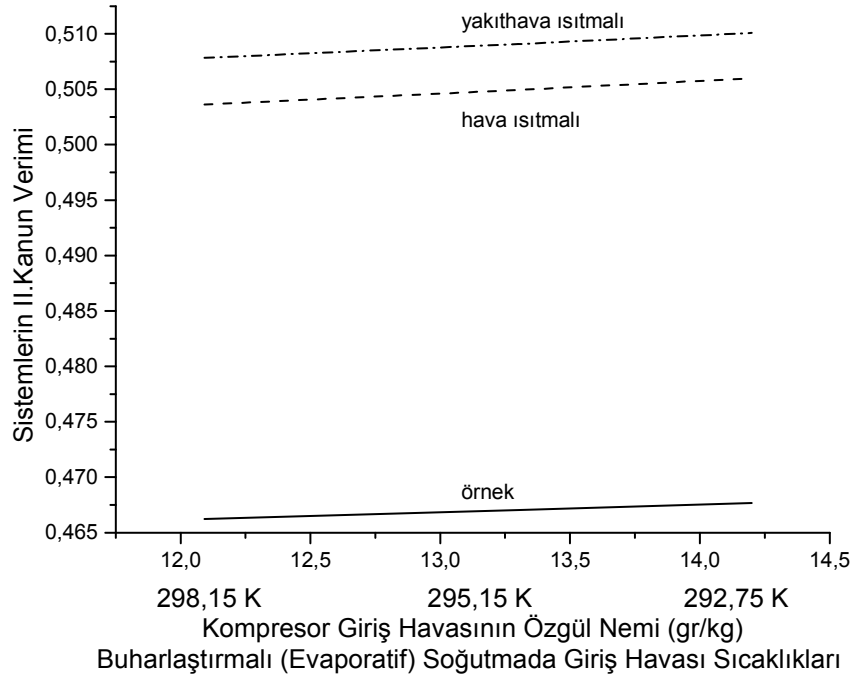
Şekil 4.25: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin I.Kanun veriminin özgül nem ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$).



Şekil 4.26: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik gücünün özgül nem ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K).



Şekil 4.27: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün özgül nem ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).



Şekil 4.28: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin özgül nem ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

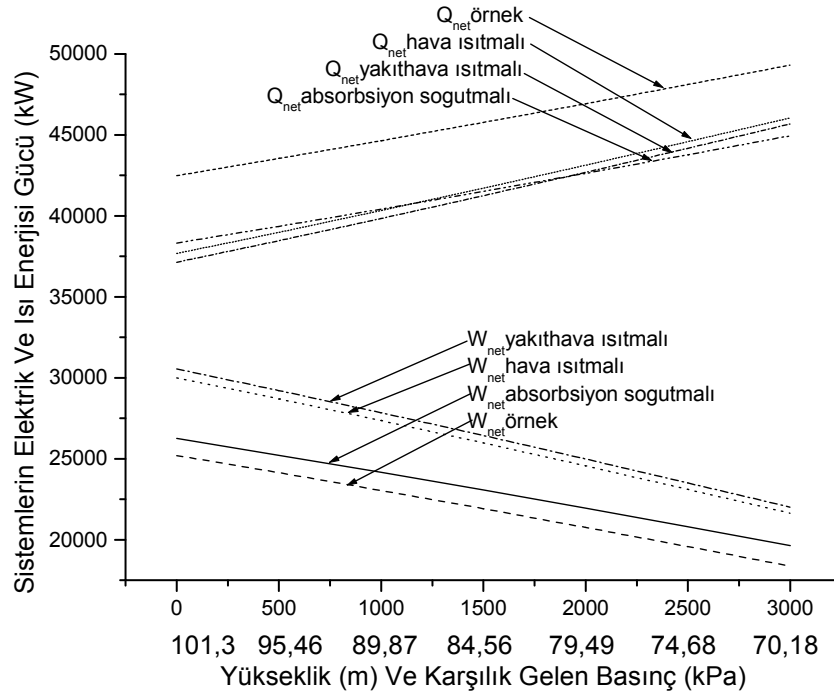
Şekil 4.27’de örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin kompresör giriş havasının özgül nemi arttıkça ısı ekserjisi gücünün düştüğü görülmektedir. Bunun sebebi kompresörden çıkan havanın sıcaklığının biraz daha

düşmesi ve bu yüzden atık ısı geri kazanım cihazından daha az ekserji elde edilmesidir.

Şekil 4.28'de kompresör giriş havasının özgül nem oranı arttıkça sistemlerin II. kanun veriminin arttığı bunun sebebinde türbinden daha fazla güç elde edilmesidir. Örnek çevrimin II.Kanun verimi çok kötü olup, bu durumu I.Kanun veriminde anlaşılamamaktadır.

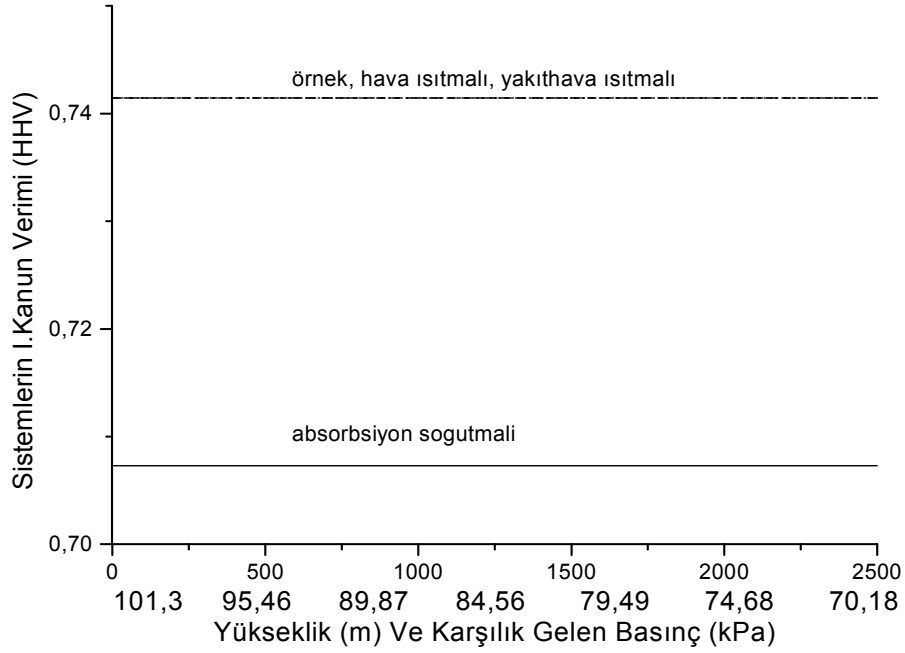
e-) Sistemlerin çalışma şartlarının kompresör giriş basıncı (yükseklik) ile değişimi

Kompresör giriş havasının (yükseklikle) basıncının değişiminin örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon çevrimlerinin çalışma parametreleri ve performansları üzerine etkisinin olduğu açıktır. Kojenerasyon tesislerinin kurulumunda yer seçimi için veya seçilmiş yerin yüksekliğinin etkisinin bilinmesi zorunludur. Yükseklik arttıkça havanın basıncı düştüğünden çevrimin çalışma şartlarında da avantaj ve dezavantajlar ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.29: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ve ısı enerjisi gücünün yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

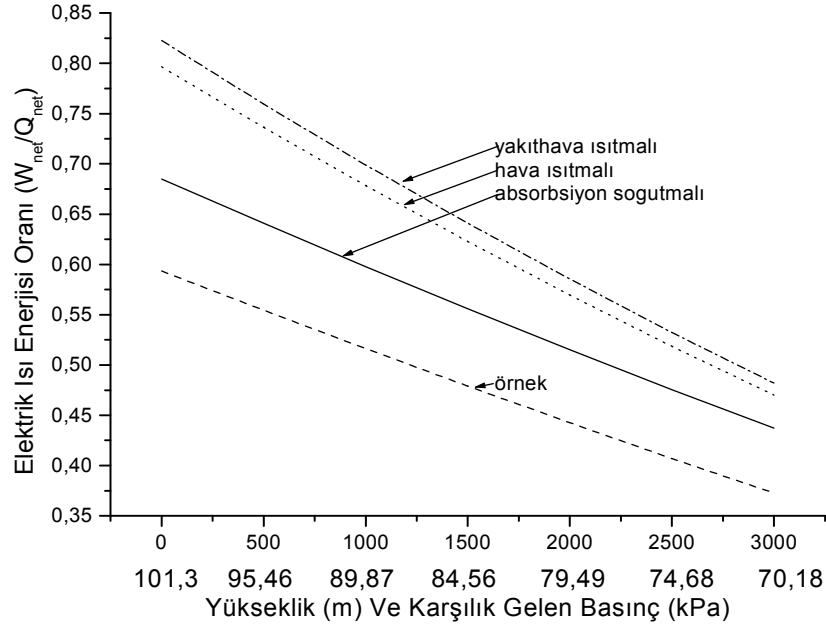
Şekil 4.29'da sistemlerin kurulu olduğu yüksekliğe bağlı olarak çevre havasının basıncı da değiştiğinden yükseklik arttıkça elde edilen elektrik gücü de azalmaktadır. Bunun sebebi kompresör giriş havasının basıncı düştüğünde belli bir sıkıştırma oranı için daha düşük kompresör çıkış basıncı ve çıkış sıcaklığı elde edilmekte bu durumda türbinden elde edilen güç azalmakta ancak atık ısı geri kazanım cihazında elde edilen ısı enerjisi artmaktadır.



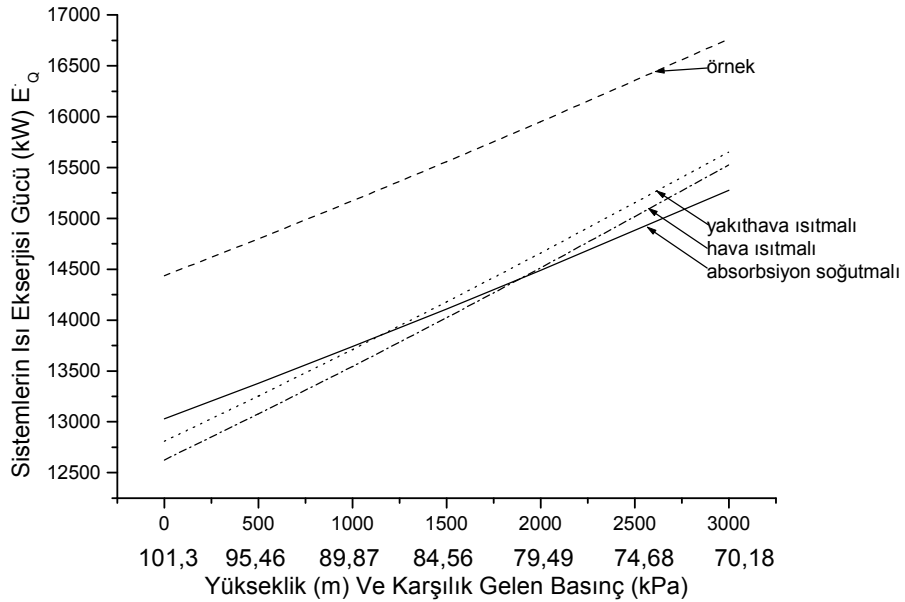
Şekil 4.30: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin I.Kanun veriminin yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasıc}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Şekil 4.30 örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin enerji veriminin yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi verilmiş olup literatürdeki bulgular gibi her dört çevrim içinde verim sabit kalmaktadır. Bunun sebebi şekil 4.29'da görüldüğü gibi elde edilen iş ciddi oranda düşerken elde edilen ısı gücü ciddi oranda artmaktadır.

Kehlhofet ve diğ. (1999), deniz seviyesinden yüksekliğin izafi iş üzerine etkisini gösteren eğriler çizmiş olup 0–2400 m arası yükseklik için çizdiği bu eğrilerde izafi iş yükseklik arttıkça düşmekte bu düşüş % 100'den % 75'e kadar olmaktadır. Ayrıca yüksekliğin verim üzerine etkisinin olmadığını ve verimin sabit kaldığını bildirmişlerdir. Bu sonuçlar burada ki bulgularla uyumludur.



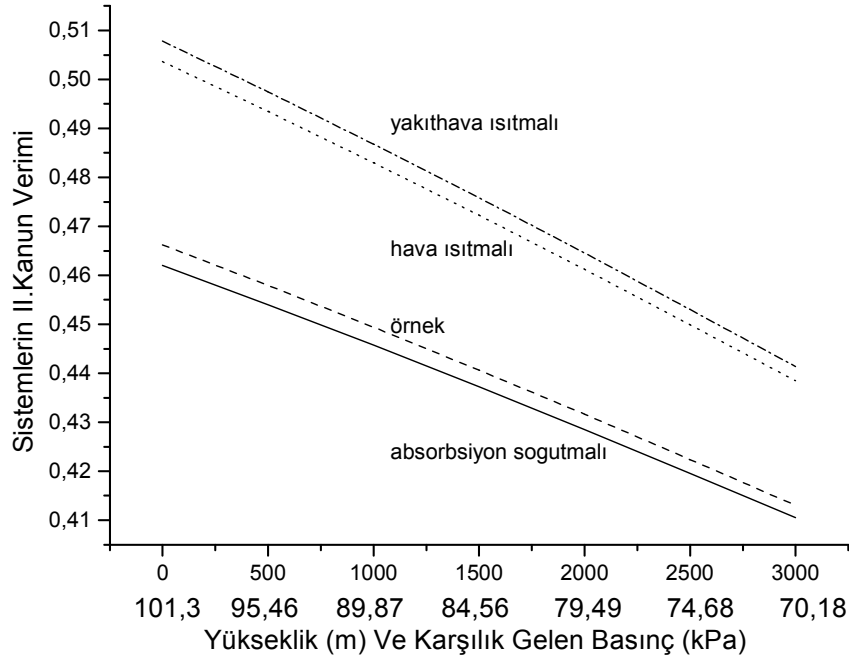
Şekil 4.31: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin elektrik ve ısı enerjisi oranının yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64 \text{ kg/s}$, $m_{\text{hava}}=91,3 \text{ kg/s}$, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçik}}=850 \text{ K}$, $T_{\text{buhar}}=485,57 \text{ K}$, $T_{\text{bacasıc}}=426 \text{ K}$, $T_{\text{çevre}}=298,15 \text{ K}$).



Şekil 4.32: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ısı ekserjisi gücünün yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64 \text{ kg/s}$, $m_{\text{hava}}=91,3 \text{ kg/s}$, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $r=10$, $T_{\text{rekçik}}=850 \text{ K}$, $T_{\text{buhar}}=485,57 \text{ K}$, $T_{\text{bacasıc}}=426 \text{ K}$, $T_{\text{çevre}}=298,15 \text{ K}$).

Şekil 4.31’de yükseklik arttıkça türbin gücü azaldığından ve elde edilen ısı enerjisi arttığından sistemlerin elektrik ısı enerjisi oranı düşmektedir.

Şekil 4.32’de kompresör giriş havasının basıncı düştükçe ısı ekserjisi gücü artmakta ve bu artış hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde daha fazla olmaktadır.



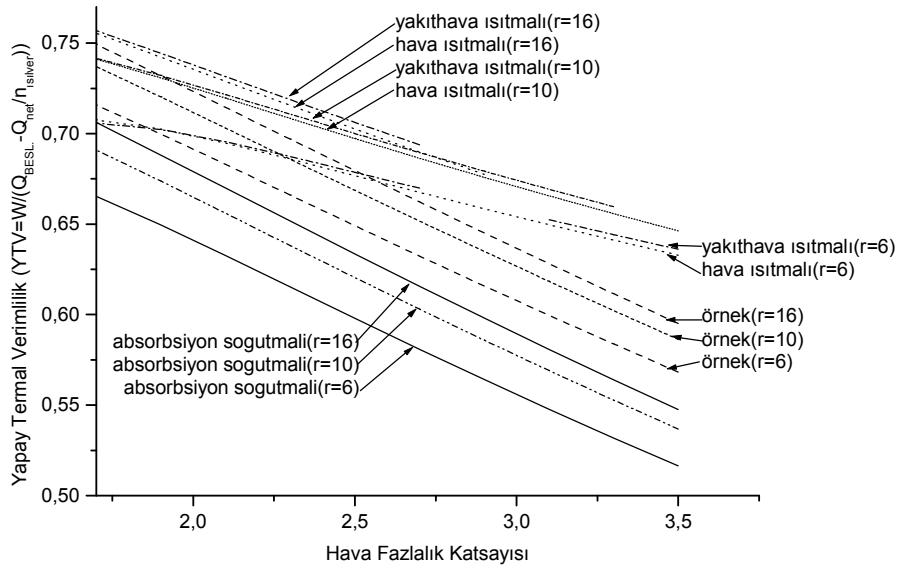
Şekil 4.33: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II. kanun veriminin yükseklik (kompresör giriş havası basıncı) ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçik}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Şekil 4.33’te yükseklik arttıkça ya da kompresör giriş havasının basıncı düştükçe sistemlerin II. kanun veriminin düştüğü bunun sebebinde türbinden daha az güç elde edilmesi olduğu anlaşılmıştır.

4.1.2. Performans ve tanımlanmış diğer kriterlere göre analiz sonuçları

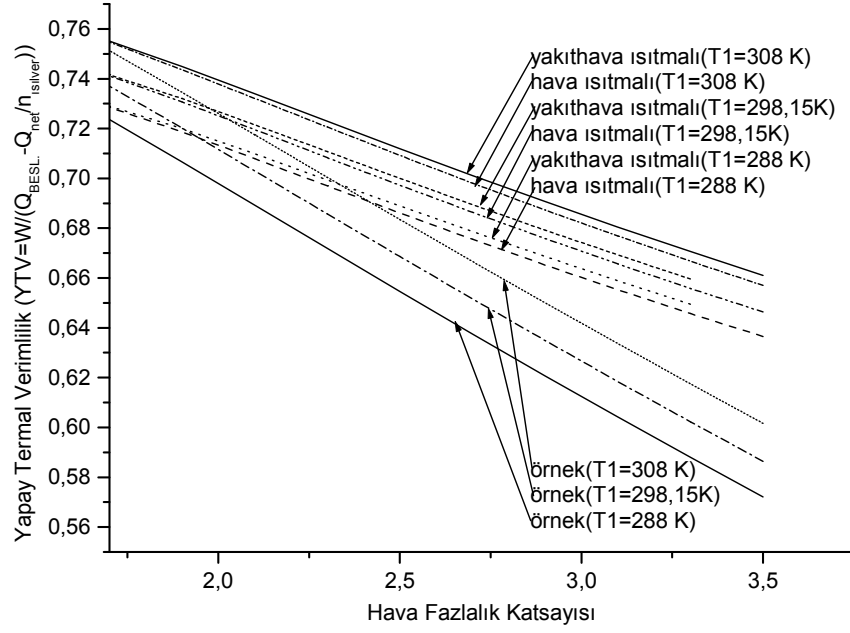
Yapay termal verim elde edilen işin, kojenerasyon tesisinde tüketilen yakıtın iş üretimi için kullanılan kısmının ısı değerine oranı olup Şekil 4.34’te değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin yapay termal veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Sıkıştırma oranının artması elde edilen işi artırdığından sistemlerin yapay termal verimini de artırmaktadır. Yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin iş elde etmek için harcanan yakıt ekserjisinin % 60’lar

civarında bir oranını güce çevirdiğine dikkat edilirse, sadece elektrik elde etmek için kurulan konvansiyonel termik santrallerin % 25-30 civarındaki güç üretim veriminin iki katına yakın olduğu görülür. Sadece bu farkın ortaya çıkması bile güç üretiminde kojenerasyonun ne kadar gerekli olduğunu ortaya koymaktadır. Absorbsiyon soğutmalı çevriminin, en kötü çevrim olduğu görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması sistemlerin yapay termal verimini azaltmakta, özellikle absorbsiyon soğutmalı ve örnek çevrimlerinde verim daha fazla düşmektedir.

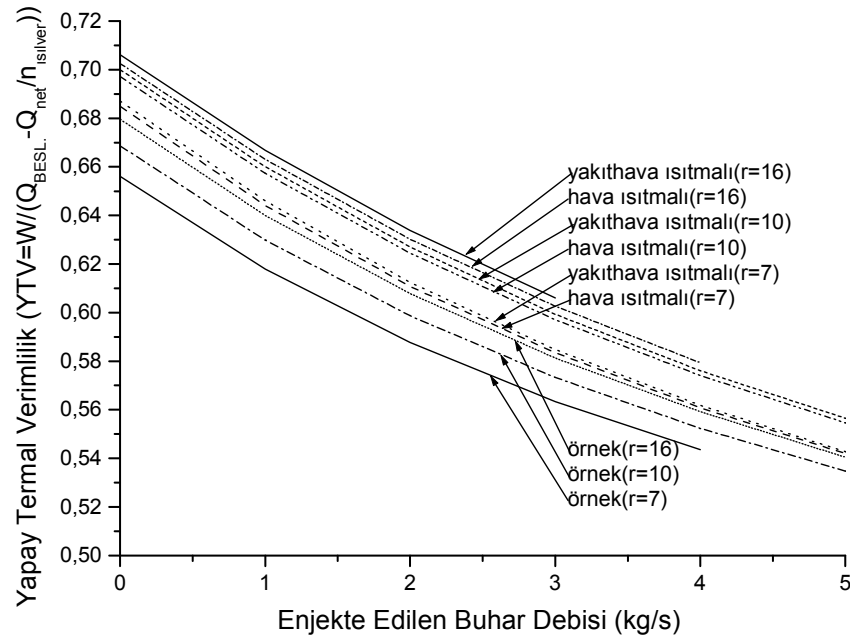


Şekil 4.34: Örnek, absorbsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yapay termal veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($YTV=W/(Q_{BESL}-Q_{net}/\eta_{isilver})$) ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izk}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Şekil 4.35'de yüksek kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerin yapay termal veriminin daha fazla olduğu görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artmasının çevrimlerin yapay termal verimini düşürdüğü ve bu azalmanın örnek çevrimde daha fazla olduğu anlaşılmaktadır.



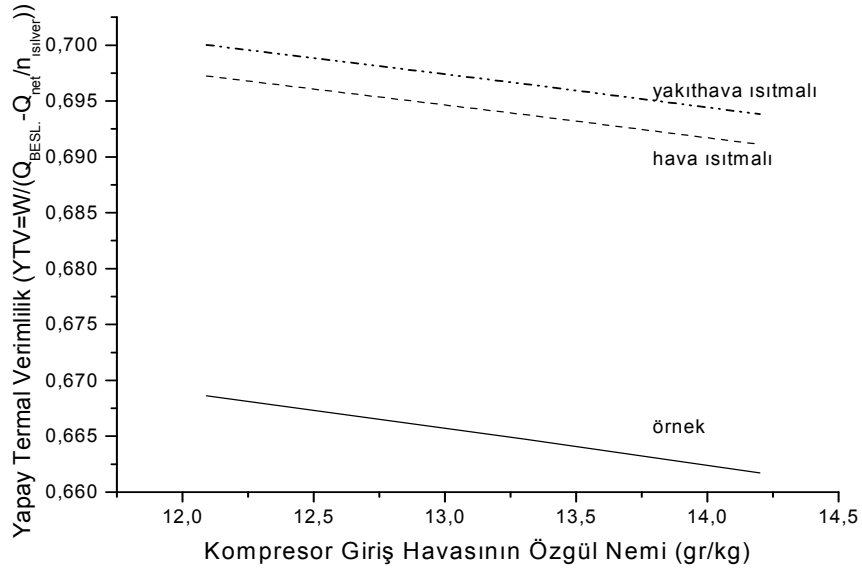
Şekil 4.35: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında yapay termal veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($YTV = W / (Q_{BESL.} - Q_{net} / \eta_{isilver})$) ($m_{yakıt} = 1,64$ kg/s, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $T_{rekçık} = 850$ K, $r = 10$, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasıc} = 426$ K, $T_{çevre} = 298, 15$ K).



Şekil 4.36: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yapay termal veriminin enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($YTV = W / (Q_{BESL.} - Q_{net} / \eta_{isilver})$) ($m_{yakıt} = 1,64$ kg/s, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $T_{rekçık} = 850$ K, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasıc} = 426$ K, $T_{çevre} = 298, 15$ K).

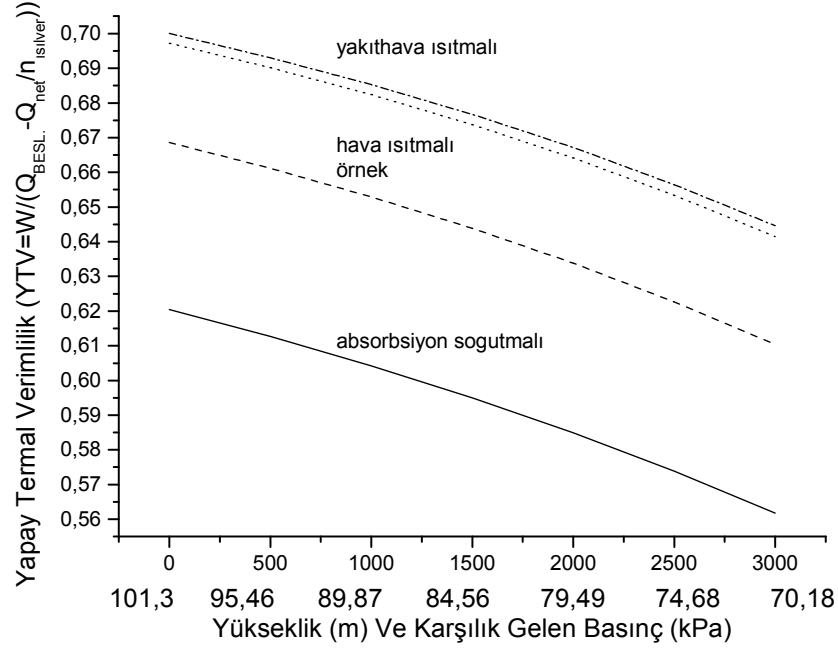
Şekil 4.36'da görüldüğü gibi enjekte edilen buhar debisi arttıkça elde edilen iş arttığından, iş için harcanan yakıt enerjisi hızla artmakta bu da sistemlerin yapay termal verimini düşürmektedir.

Yapay termal verim çevrimden elde edilen elektrik enerjisinin yakıtın bunun için harcanan kısmına oranı demek olduğundan, yapay termal verimin düşmesi elektrik üretimi için daha fazla yakıt harcanmakta ya da daha az ısı güç elde edilmekte olduğu anlamına gelmektedir. Bu durumun iyi mi kötü mü olduğu tesisin elektrik ve ısı güç ihtiyacına göre değişmektedir. Elektrik gücüne daha fazla ihtiyaç duyulduğu durumda bunun için yakıtın daha fazla kısmının ayrılması ya da ısı gücüne daha fazla ihtiyaç duyulduğu durumda elektrik üretimine ayrılan yakıt kısmının daha az olması gerektiğinden duruma bu gözle bakılmalıdır.



Şekil 4.37: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yapay termal veriminin kompresör giriş havasının özgül nem oranı ile değişimi ($YTV=W/(Q_{BESL.}-Q_{net}/\eta_{isilver})$)
 $(m_{yakıt}=1,64 \text{ kg/s}, m_{hava}=91,3 \text{ kg/s}, \eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86, r=10, T_{rekçik}=850 \text{ K}, T_{buhar}=485,57 \text{ K},$
 $T_{bacasic}=426 \text{ K}, T_{çevre}=298,15 \text{ K}).$

Şekil 4.37'de kompresör giriş havasının özgül nem oranı arttıkça elde edilen ısı gücü azaldığından sistemlerin yapay termal verimi düşmektedir.



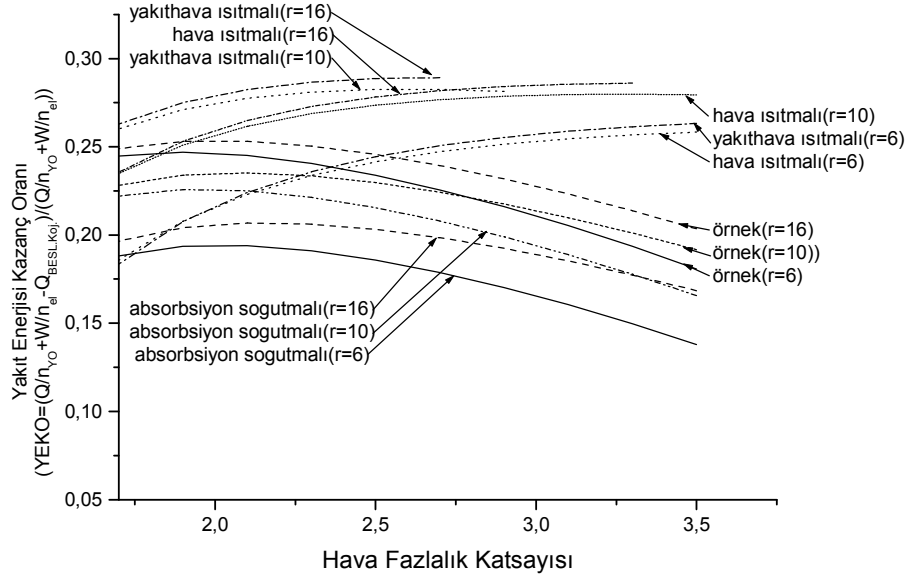
Şekil 4.38: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yapay termal veriminin yükseklik ile değişimi ($YTV=W/(Q_{BESL.}-Q_{net}/\eta_{ısıver})$)
 $(m_{yakıt}=1,64 \text{ kg/s}, m_{hava}=91,3 \text{ kg/s}, \eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86, r=10, T_{rekçık}=850 \text{ K},$
 $T_{buhar}=485,57 \text{ K}, T_{bacasıc}=426 \text{ K}, T_{çevre}=298,15 \text{ K}).$

Şekil 4.38'de verilen eğrilerde görüldüğü gibi kompresör giriş havasının basıncının düşmesinin çevrimlerin iş gücünü azalttığından yapay termal verimini düşürmektedir.

En açıklayıcı ve kapsamlı kriter olan yakıt enerjisi kazanç oranı konvansiyonel sistemlerde elektrik ve ısı üretimi için ayrı ayrı harcanan yakıt miktarlarının, kojenerasyon tesisinde bileşik üretim için kullanılan yakıt miktarları farkının, konvansiyonel sistemde harcanan toplam yakıt miktarına oranı olarak tanımlanır.

Burada pay kısmı, konvansiyonel sisteme göre tasarruf edilmiş yakıt miktarı olup, konvansiyonel sistemde ısı ve işin ayrı ayrı üretilmesi durumunda harcanan yakıt toplamından kojenerasyon sisteminde harcanan yakıt miktarı çıkarılarak elde edilir.

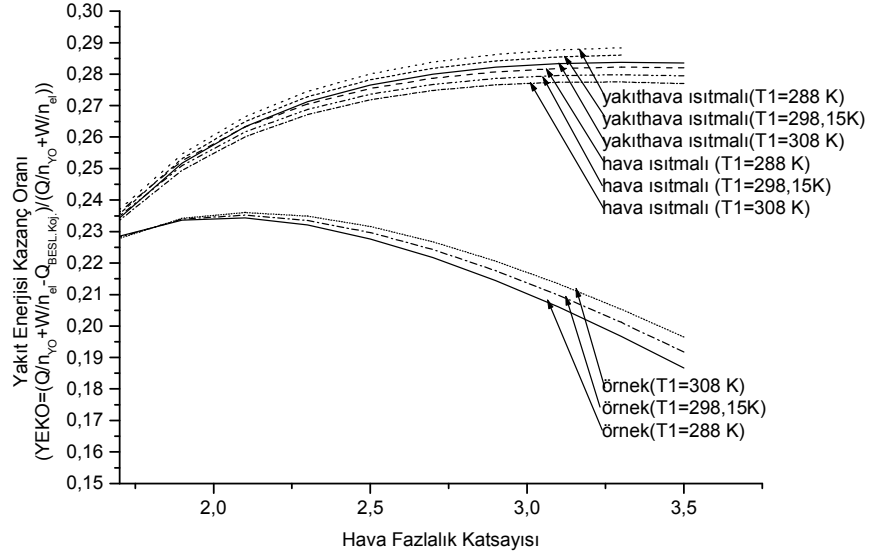
Payda kısmı ise elde edilen iş ve ısı miktarı için konvansiyonel sistemlerde harcanan toplam yakıt miktarıdır. Konvansiyonel sistem için boiler ya da yanma odası ve elektrik verimi $\eta_{YO}=0,9$ ve $\eta_{el}=0,4$ alınmıştır.



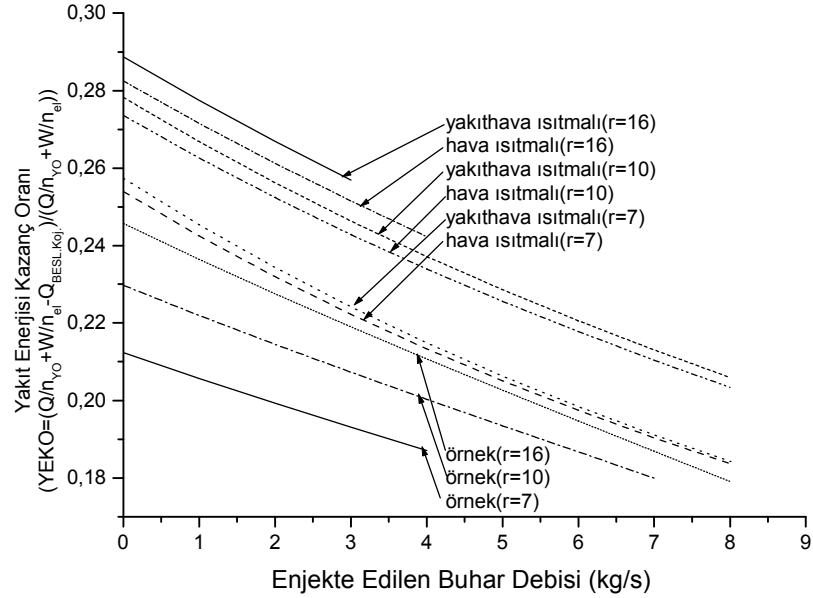
Şekil 4.39: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yakıt enerjisi kazanç oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($YEKO = \frac{Q/\eta_{YO} + W/\eta_{el} - Q_{BESL.Koj.}}{Q/\eta_{YO} + W/\eta_{el}}$)
 $(m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}, \eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86, T_{rekçık} = 850 \text{ K}, T_{buhar} = 485,57 \text{ K}, T_{bacasıc} = 426 \text{ K}, T_{çevre} = 298,15 \text{ K}).$

Şekil 4.39'da sistemlerin kompresör sıkıştırma oranları arttıkça yakıt enerjisi kazanç oranı artmakta, yüksek hava fazlalık katsayılarında ise örnek ve absorpsiyon soğutmalı çevrimlerde azalmaktadır. Örnek ve absorpsiyon soğutmalı çevrimlerinde hava fazlalık katsayısının 2–2,5 arasındaki değerlerinde maksimum yakıt enerjisi kazanç oranı elde edilirken, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde maksimum değerler 2,5–3 arasında elde edilmektedir.

Şekil 4.40'ta örnek çevrimde kompresör giriş havası sıcaklıkları arttıkça ısı gücü arttığından yakıt enerjisi kazanç oranının da artmakta olduğu görülmelktedir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin kompresör giriş havası sıcaklıkları düştükçe ısı gücü her ne kadar azalsa da (rekuperatörler kısmen telafi etmektedir) elektrik gücü daha fazla arttığından yakıt enerjisi kazanç oranı da artmaktadır. Örnek çevrim için maksimum değerlerin elde edildiği hava fazlalık katsayıları daha önce açıklandığı gibidir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinde hava fazlalık katsayısı arttıkça yakıt enerjisi kazanç oranı artmaktadır.



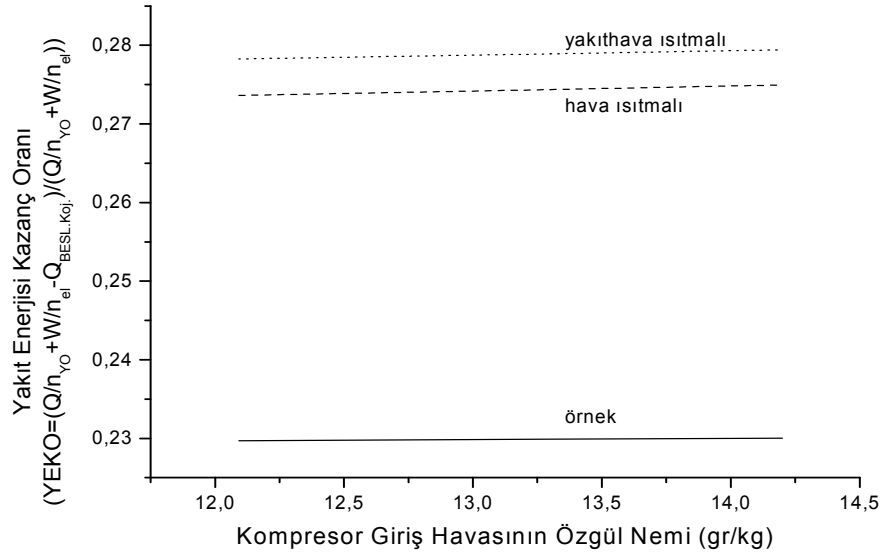
Şekil 4.40: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtımli kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında yakıt enerjisi kazanç oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi
 $(YEKO = (Q/n_{YO} + W/n_{el} - Q_{BESL.Koj.}) / (Q/n_{YO} + W/n_{el}))$ ($m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}$, $\eta_{izk} = \eta_{izT} = 0,86$, $r = 10$, $T_{rekçik} = 850 \text{ K}$, $T_{buhar} = 485,57 \text{ K}$, $T_{bacasic} = 426 \text{ K}$, $T_{çevre} = 298,15 \text{ K}$).



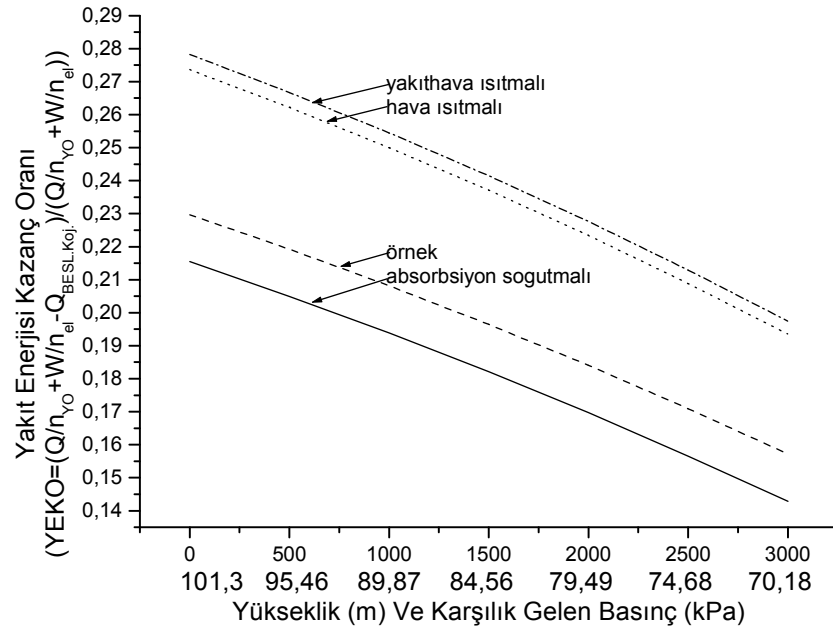
Şekil 4.41: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtımli kojenerasyon çevrimlerinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında yakıt enerjisi kazanç oranının enjekte edilen buhar debisi ile değişimi
 $(YEKO = (Q/n_{YO} + W/n_{el} - Q_{BESL.Koj.}) / (Q/n_{YO} + W/n_{el}))$ ($m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}$, $m_{hava} = 91,3 \text{ kg/s}$, $r = 10$, $\eta_{izk} = \eta_{izT} = 0,86$, $T_{rekçik} = 850 \text{ K}$, $T_{buhar} = 485,57 \text{ K}$, $T_{bacasic} = 426 \text{ K}$, $T_{çevre} = 298,15 \text{ K}$).

Şekil 4.41'de değişik kompresör sıkıştırma oranlarında enjekte edilen buhar debisi arttıkça sistemlerin yakıt enerjisi kazanç oranının düştüğü görülmektedir. Bunun

sebebi elde edilen ısı enerjisinin buhar şeklinde yanma odasına atılmasıdır. Azalan sıkıştırma oranlarında da yakıt enerjisi kazanç oranının düşürmektedir.



Şekil 4.42: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yakıt enerjisi kazanç oranının kompresör giriş havasının özgül nemi ile değişimi ($YEKO = (Q/n_{YO} + W/n_{el} - Q_{BESL.Koj.}) / (Q/n_{YO} + W/n_{el})$) ($m_{yakıt} = 1,64$ kg/s, $m_{hava} = 91,3$ kg/s, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $r = 10$, $T_{rekçık} = 850$ K, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasic} = 426$ K, $T_{çevre} = 298,15$ K).

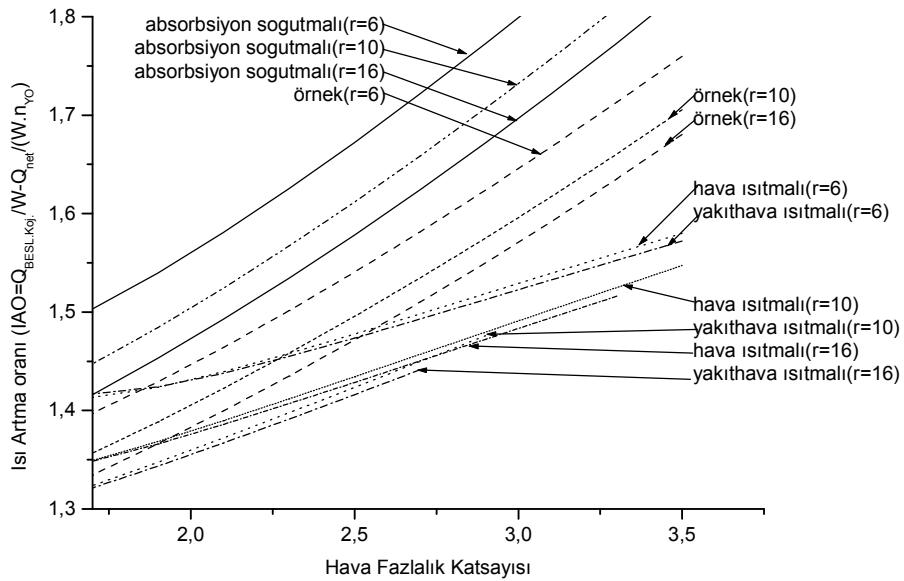


Şekil 4.43: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin yakıt enerjisi kazanç oranının yükseklik ile değişimi ($m_{yakıt} = 1,64$ kg/s, $m_{hava} = 91,3$ kg/s, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $r = 10$, $T_{rekçık} = 850$ K, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasic} = 426$ K, $T_{çevre} = 298,15$ K).

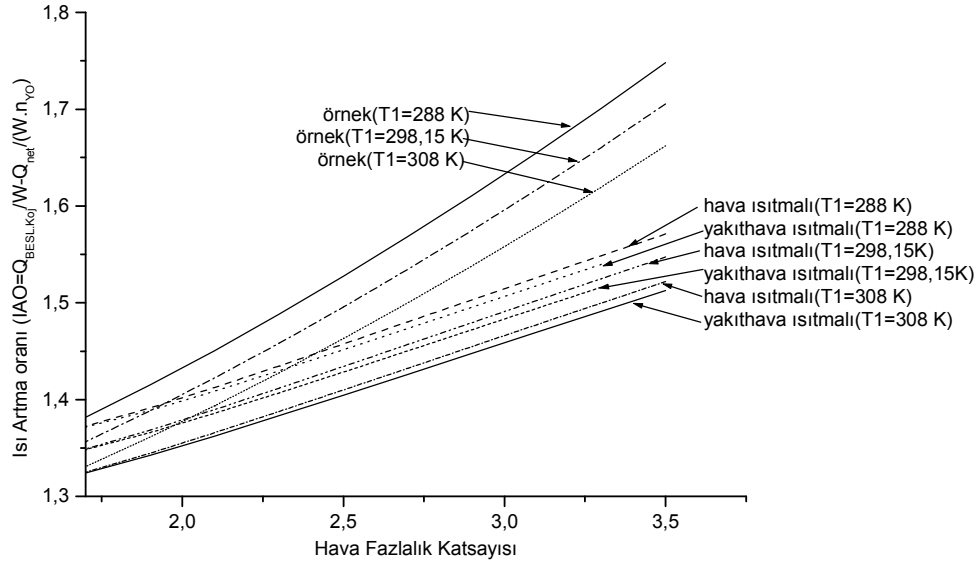
Şekil 4.42’de örnek, hava ve yakıt hava ısıtımali kojenerasyon çevrimlerinin yakıt enerjisi kazanç oranının kompresör giriş havasının özgül nemi ile değişimi verilmiş olup özgül nem oranı arttıkça yakıt enerjisi kazanç oranı artmaktadır.

Şekil 4.43’de kompresör giriş havasının basıncı düştükçe elde edilen iş hızla düştüğünden sistemlerin yakıt enerjisi kazanç oranı azalmaktadır.

Isı artma oranı kojenerasyon sisteminde yakıt enerjisi artırıldığında elektrik enerjisinin artımı ile ilgili bilgi verir. I. Kanunla ilgilidir. Şekil 4.44’te kompresör sıkıştırma oranı arttıkça elde edilen elektrik gücü arttığından daha düşük bir yakıt artışı ile daha fazla elektrik elde edilmektedir. Hava ve yakıt hava ısıtımali kojenerasyon çevrimlerinin örnek ve absorbsiyon soğutmalılı çevrimlerden çok daha iyi bir performans gösterdiği anlaşılmaktadır. Hava fazlalık katsayısı arttıkça elde edilecek her bir birim fazla elektrik miktarı için harcanması gereken yakıt miktarı artmakta olup, absorbsiyon soğutmalılı ve örnek çevrimlerinde bu artış daha hızlıdır.

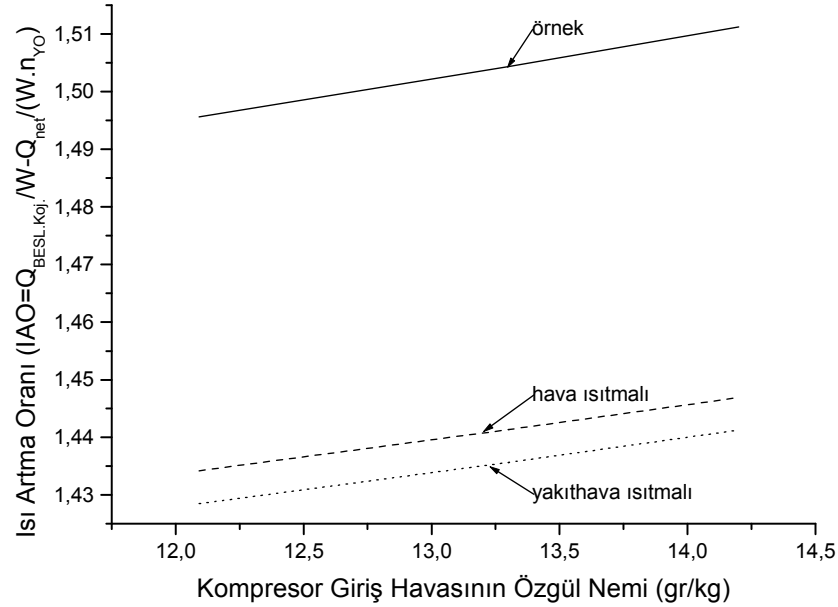


Şekil 4.44: Örnek, absorbsiyon soğutmalılı, hava ve yakıt hava ısıtımali kojenerasyon değişik kompresör sıkıştırma oranlarında ısı artma oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi
 $(IAO = Q_{BESL.Koj.} / (W.Q_{net} / (W.\eta_{YO}))$ ($m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}$, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $T_{rekçık} = 850 \text{ K}$, $T_{buhar} = 485,57 \text{ K}$, $T_{bacasıc} = 426 \text{ K}$, $T_{çevre} = 298,15 \text{ K}$).



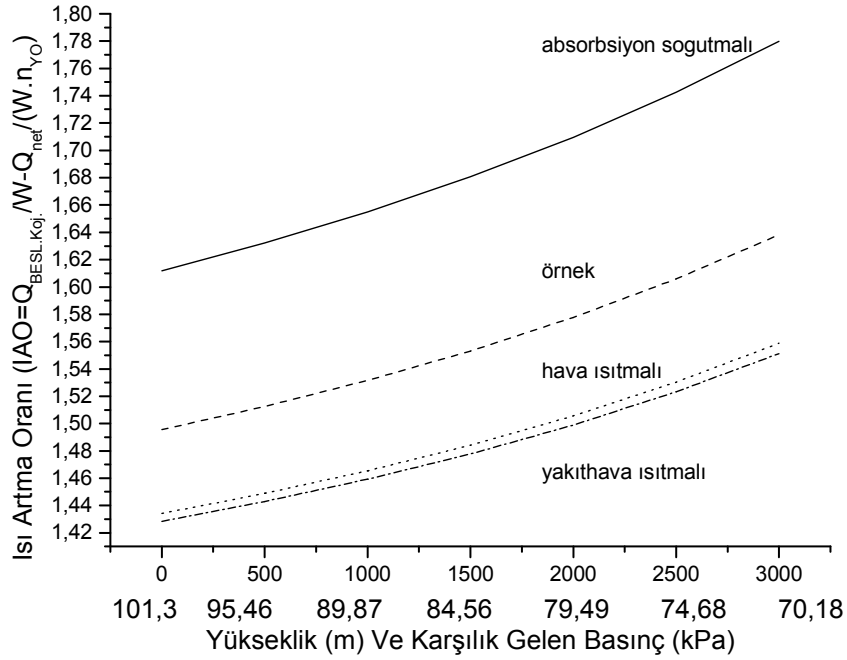
Şekil 4.45: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtımali kojenerasyon değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında ısı artma oranının hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($IAO = \frac{Q_{BESL.Koj.}}{W - Q_{net}} / (W \cdot \eta_{YO})$) ($m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}$, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $m_{hava} = 91,3 \text{ kg/s}$, $r = 10$, $T_{rekçık} = 850 \text{ K}$, $T_{buhar} = 485,57 \text{ K}$, $T_{bacasıc} = 426 \text{ K}$, $T_{çevre} = 298,15 \text{ K}$).

Şekil 4.45'te yüksek kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerin ısı artma oranı düşmekte yani daha az yakıt artışı ile daha fazla elektrik elde edilmektedir. Sistemlerin hava fazlalık katsayısı arttıkça ısı artma oranı da artmaktadır.



Şekil 4.46: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtımali kojenerasyon ısı artma oranının kompresör giriş havasının özgül nem oranı ile değişimi ($IAO = \frac{Q_{BESL.Koj.}}{W - Q_{net}} / (W \cdot \eta_{YO})$) ($m_{yakıt} = 1,64 \text{ kg/s}$, $m_{hava} = 91,3 \text{ kg/s}$, $\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$, $r = 10$, $T_{rekçık} = 850 \text{ K}$, $T_{buhar} = 485,57 \text{ K}$, $T_{bacasıc} = 426 \text{ K}$, $T_{çevre} = 298,15 \text{ K}$).

Şekil 4.46'da kompresör giriş havasının özgül nem oranının artması sistemlerin ısı artma oranını artırmakta olduğu görülmektedir. Özgül nem oranı arttığında sistemlerden elde edilen ısı gücü elektrik gücünden çok daha fazla artmaktadır. Ayrıca örnek çevrimin ısı artma oranı diğer iki çevrimden çok daha fazla olup bu çevrimin ısıl gücünün elektrik gücünden (diğer iki çevrime göre) çok daha iyi olduğunu göstermektedir. Hava ve yakıt hava ısıtılmalı çevrimler elektrik üretiminde (egzoz enerjisinin bir miktarı yanma odasına geri atıldığından) daha güçlüdürler.



Şekil 4.47: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon ısı artma oranının yükseklik ile değişimi ($IAO = Q_{BESL.Koj.} / (W - Q_{net} / (W \cdot \eta_{YO}))$) ($m_{yakıt} = 1,64$ kg/s, $m_{hava} = 91,3$ kg/s, $\eta_{izk} = \eta_{izT} = 0,86$, $r = 10$, $T_{rekçik} = 850$ K, $T_{buhar} = 485,57$ K, $T_{bacasıc} = 426$ K, $T_{çevre} = 298,15$ K).

Şekil 4.47'de verilen eğrilerde kompresör giriş havasının basıncının düşmesinin sistemlerin ısı artma oranını artırdığı görülmektedir. Çevrimlerin kurulu olduğu yükseklik arttıkça ısı artma oranları artmakta yani ısıl güçleri artarken elektrik güçleri azalmaktadır. Diğer bir değişle kompresör giriş basıncı düştüğünde sistemlerin ısıl gücü artarken elektrik gücü düşmektedir.

4.2. Gaz Türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termoekonomik Analizi

Gaz türbinli kojenerasyon çevrimlerinin termoekonomik analizinde literatürde en çok kullanılan yöntemler SPECO (specific cost), MOPSA (modified productive structure analysis) ve EXCEM (exergy, cost, energy, mass analysis) yöntemleridir. Bu

yöntemler literatürde birçok araştırmacı tarafından son on yılda olgunlaştırılmaya çalışmıştır. Bunlara kaynaklık eden ya da bunların dayandığı diğer yöntemler giriş kısmında ayrıntılı anlatılmıştır.

4.2.1. Cihazlardaki akışların maliyet analiz bulguları

Burada hava ısıtmalı çevrimin tasarım değerleri için elde edilen birim zamandaki akış maliyeti değerleri aşağıda verilmiştir.

Rekuperatörün birim zamandaki akış maliyeti= 298,1204 \$/h

Kompresörün birim zamandaki akış maliyeti= 1197,014 \$/h

Gaz türbini birim zamandaki akış maliyeti= 1198,299 \$/h

Yanma odası birim zamandaki akış maliyeti= 108,3249 \$/h

Atık ısı geri kazanım cihazı birim zamandaki akış maliyeti= 418,0907 \$/h

Diğer ekipmanların birim zamandaki akış maliyeti=300,5952 \$/h

Tablo 4.5:Hava ısıtmalı çevrimin tasarım değerleri için birim zamandaki ve birim enerji için akış maliyeti değerleri*

Akış No	Akışın birim zaman maliyeti (\$/h)	Akışın birim enerji maliyeti (\$/GJ)
1	0,0	0,0
2	3491,34	35,14
3	3308,5	21,91
4	5511,7	15,104
5	2103,11	15,104
6	1179,4	15,104
7	149,21	15,104
8	0,0	0,0
9	1448,3	31,37
10	2094,88	6,854
11	2294,33	21,44
12	2312,5	21,44

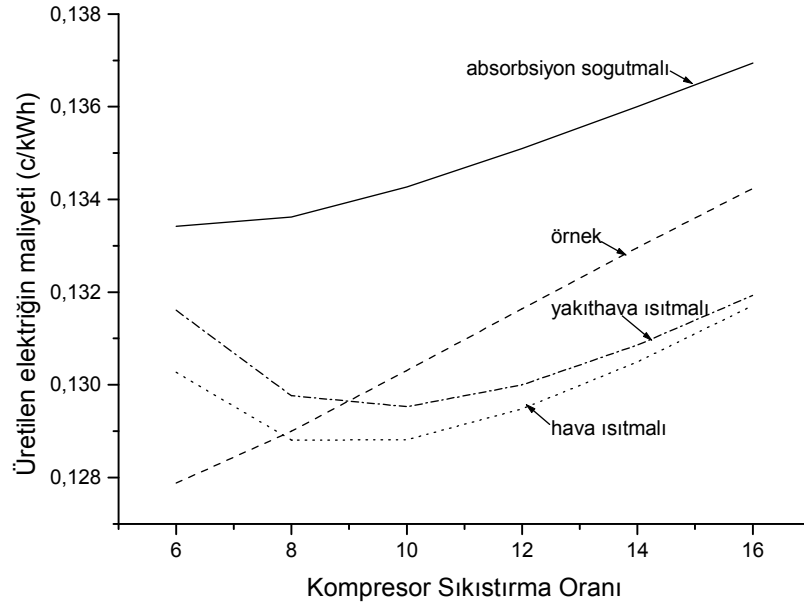
*Hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimin tasarım değerleri ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $\eta_{izk}=\eta_{izT}=0,86$, $r=10$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Tablo 4.5'te hava ısıtmalı çevrim için her bir akışın bir saatlik maliyeti verilmiş olup yanma odasından elde edilen akış (4 nolu) en pahalısı olup bunun için diğer akışların maliyetinden çok fazlaya mal olmaktadır. Burada çevreden alınan hava ile suyun maliyeti sıfır olarak alınmıştır. Çevreye atılan egzoz gazları ise (belli bir maliyet sonucu olduğundan) sıfır alınmamıştır. En pahalı bir saatlik akışın yanma odası çıkışındaki (4 nolu) akış olduğu açık seçiktir. Ekserji değeri en pahalı akışın (9 nolu akış) ise elde edilen buharda olduğu görülmektedir.

4.2.2. Akışların ekserji maliyet analiz bulguları

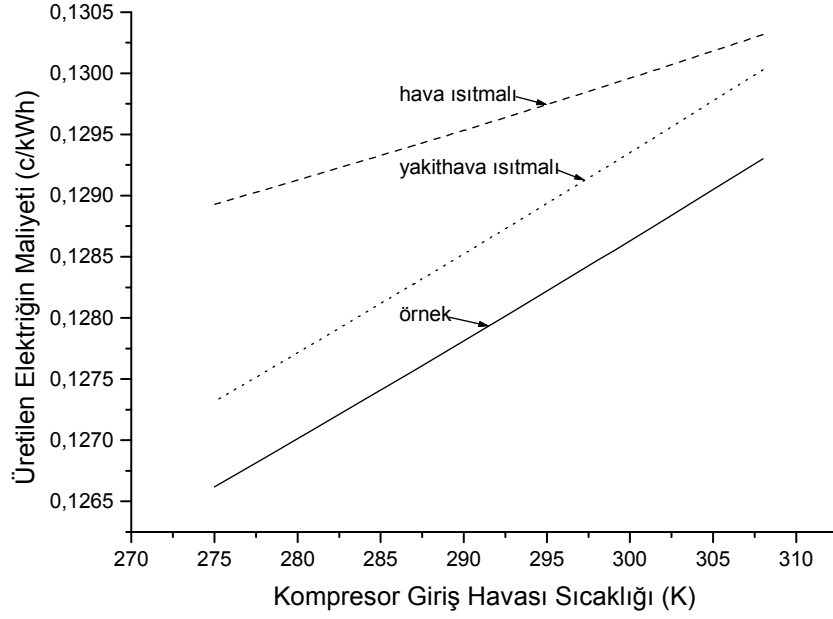
Akışların ekserji maliyet analizi yardımıyla ele alınan çevrimler için elde edilen üretim maliyetleri analizleri ve değişimleri bu kısımda detaylı tartışılacaktır.

Şekil 4.48’de örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi verilmiştir. Buna göre en ucuz elektrik maliyetleri örnek çevrimin düşük sıkıştırma oranlarında elde edilmektedir. Yakıt hava ısıtmalı çevrim hava ısıtmalı çevrimden daha verimli olduğu halde ek rekuperatör koymak elektrik maliyetini artırmaktadır. Absorpsiyon soğutmalı sistem ise hem ek cihazlar gerektirdiği hemde dışarı atılan ısıyı artırdığı için en pahalı maliyette elektrik üretmektedir.

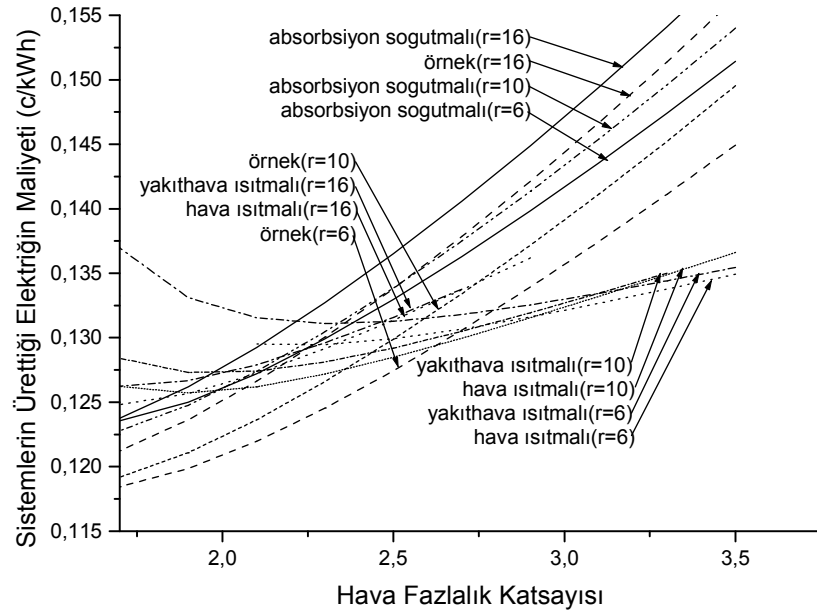


Şekil 4.48: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K).

Şekil 4.49’da örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör giriş havası sıcaklığı ile değişim eğrileri verilmiştir. Her üç çevrimde de çevre havası sıcaklığı düştükçe üretilen elektriğin maliyeti azalmaktadır. Bunun sebebi kompresörde daha az iş harcanması dolayısıyla türbinden daha fazla elektrik elde edilmesidir.



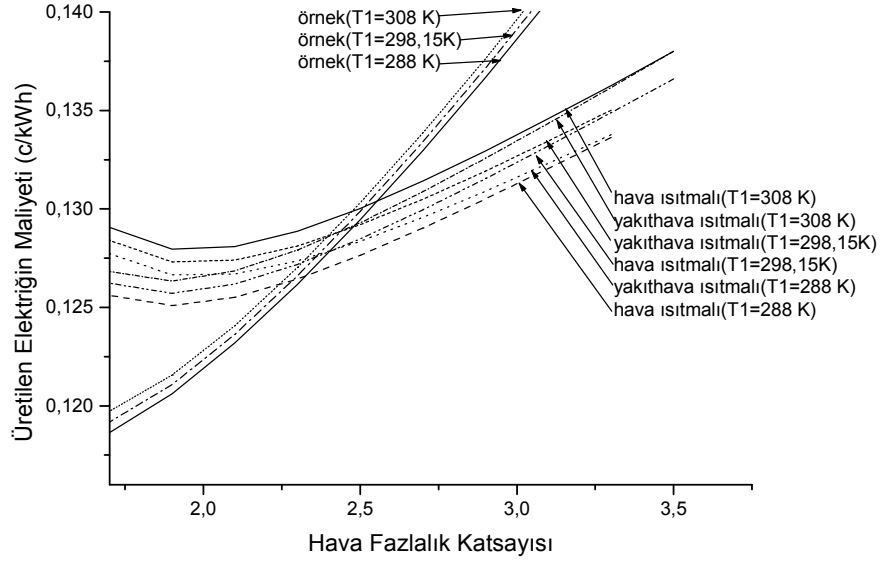
Şekil 4.49: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin kompresör giriş havasının değişik çevre sıcaklıkları ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K, $r=10$).



Şekil 4.50: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasıc}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K).

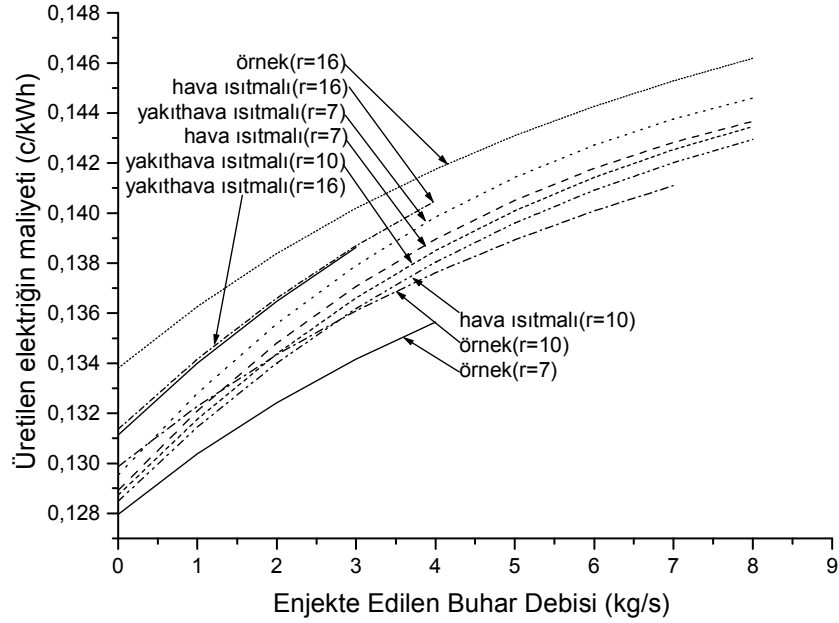
Şekil 4.50'de yüksek kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyeti yüksek hava fazlalık katsayılarında daha fazla olmaktadır. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin düşük kompresör sıkıştırma oranlarında

daha az maliyetle elektrik üretimi sağladığı görülmüş olup, hava fazlalık katsayısının 2-2.5 arasındaki değerlerde minimum maliyet elde edilmektedir. Örnek ve absorpsiyon soğutmalı çevrimlerin hava fazlalık katsayıları arttıkça ürettikleri elektriğin maliyeti artmakta olup örnek çevriminin absorpsiyon soğutmalı çevriminden daha az maliyetli elektrik üretimi sağladığı görülmüştür.



Şekil 4.51: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör giriş havası sıcaklıklarında hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izK}=\eta_{izT}=0,86$, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $r=10$, $T_{çevre}=298,15$ K).

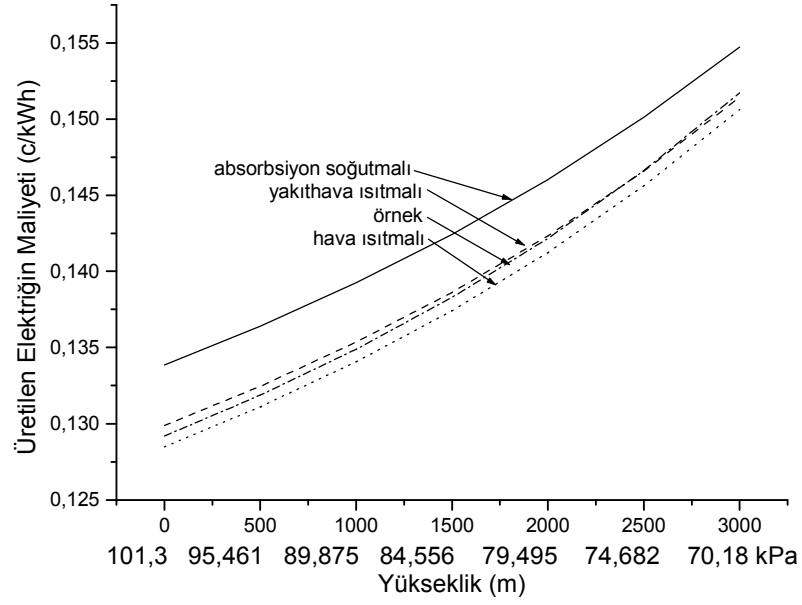
Şekil 4.51'de yüksek kompresör giriş havası sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 4.51'de hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin hava fazlalık katsayısının 2-2,5 arasındaki değerlerde minimum maliyet elde edilmekte daha sonra artan hava fazlalık katsayısı ile maliyette artmaktadır. Örnek çevrim düşük hava fazlalık katsayılarında en ucuz elektrik üretimini sağlamakta olup yanma odası çıkış sıcaklıkları bunu sınırlamaktadır. Artan hava fazlalık katsayılarında cihaz boyutları büyüdüğü için maliyet hızla artmaktadır.



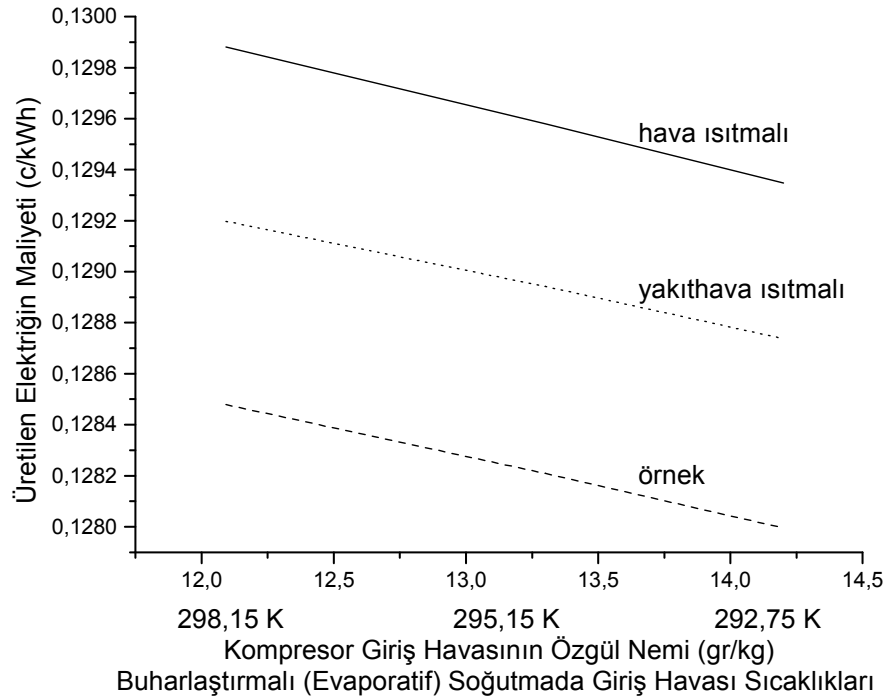
Şekil 4.52: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin değişik kompresör sıkıştırma oranlarında enjekte edilen buhar debisi ile değişimi ($m_{yakıt}=1,64$ kg/s, $\eta_{izk}=\eta_{izT}=0,86$, $m_{hava}=91,3$ kg/s, $T_{rekçık}=850$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{bacasic}=426$ K, $T_{çevre}=298,15$ K).

Şekil 4.52’de değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin enjekte edilen buhar debisi ile değişimi verilmiştir. Burada da çevrimlerin çalışabilecekleri çalışma şartları için eğriler elde edilmiş olup çalışamayacakları şartlarda eğriler kesilmiştir. Çevrimlerin enjekte edilen buhar debisi arttıkça ürettiği elektriğin maliyeti de hızla artmaktadır. Artış miktarları aşağı yukarı benzer karakterdedir.

Şekil 4.53’te yükseklik arttıkça ya da kompresör giriş havasının basıncı düştükçe sistemlerin ürettiği elektriğin maliyeti hızla artmaktadır. Bunun sebebi türbinden daha az güç elde edilmesidir. Türbin çıkış basıncı diğer durumlardaki gibi sabit alınmıştır.



Şekil 4.53: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin yükseklik ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasic}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K).



Şekil 4.54: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin evaporatif soğutma ile değişimi ($m_{\text{yakıt}}=1,64$ kg/s, $\eta_{\text{izK}}=\eta_{\text{izT}}=0,86$, $m_{\text{hava}}=91,3$ kg/s, $r=10$, $T_{\text{rekçık}}=850$ K, $T_{\text{buhar}}=485,57$ K, $T_{\text{bacasic}}=426$ K, $T_{\text{çevre}}=298,15$ K).

Şekil 4.54: Örnek, hava ve yakıt hava ısıtım kojenereşyon çevrimlerinin ürettiği elektriğin maliyetinin evaporatif soğutma ile değişimi verilmiştir. Evaporatif soğutma ile elektrik üretim maliyeti her üç çevrimde de düşmektedir.

4.3. Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Bulguları

4.3.1. İncelenen dört çevrimin termodinamik optimizasyonu

Kompresör için sıkıştırma oranı artırıldıķça verimlilik hızla arttığından, ancak maksimum 16 olabileceğinden, bu kısıdımız yüzünden sıkıştırma oranı maksimum 16 olmaktadır. Kompresör ve türbin izentropik verimlerinin artması da verimi artırdığından, bunların da maksimum olabileceği değerler olan $\eta_{sc} < 0,90$ ve $\eta_{st} < 0,92$ civarına yakın olması gerekmektedir. Bunun için bu değerler $\eta_{sc} = 0,88$ ve $\eta_{st} = 0,90$ olarak alınacaktır. Yanma odası çıkış sıcaklığı arttığında sistemin verimi de artacağından ve aynı zamanda bu sıcaklık gaz türbini giriş sıcaklığı olduğundan ve gaz türbini kanatlarının dayanabileceği sıcaklık olan 1550 K olduğundan yanma odası çıkış sıcaklığı maksimum olacağı 1550 K civarında olmasına dikkat edilecektir. Bu değerler üzerinden yanma odası giriş sıcaklığı (kompresör çıkış sıcaklığı 680 K civarında olduğundan) 700 ile 950 K (türbin çıkış sıcaklığı 820 K civarında olduğundan) arasında alınarak yanma odası çıkış sıcaklığının maksimum olacağı 1550 K sağlayan değerde olmalıdır. Lokal optimizasyon için parametreler, şöyle sayılabilir (Moran ve Tsatsaronis, 2000). (Bu değerler bu çalışmada da aynen alınmıştır.)

1-Elde edilen net g (türbin gücü ve ısı güç),

2- Elde edilen doymuş buharın sıcaklık, basıncı ve debisi.

3-Hava kompresörü giriş sıcaklığı $T_1 = 298,15$ K (25 $^{\circ}$ C) ve basıncı $P_1 = 1,013$ bar (1atm) olup havanın molar bileşenleri % 77,48 N_2 , % 20,59 O_2 , % 0,03 CO_2 , % 1,9 $H_2O(g)$ şeklindedir (Bejan, 1996).

4-Atık ısı geri kazanım cihazına (HRSG) suyun giriş sıcaklığı $T_8 = 298,15$, giriş basıncı $P_8 = 20$ bar, egzoz atılma basıncı $P_7 = 1,013$ bar ve basınç düşüşü gaz tarafında % 5 'tir.

5-Yanma odasına yakıt girişi $T_{10}=298,15$ K ve basınç düşüşü % 5'tir. Yakıtın yanma odasına giriş basıncı $P_{10}=12$ bar ancak optimizasyon çalışmasında kompresör sıkıştırma değerlerinin 12'den büyük olduğu çalışma şartlarında kompresör çıkış basıncına eşit ya da biraz daha büyük alınmıştır.

6- Havanın rekuperatör çıkış sıcaklığı egzozun türbin çıkış sıcaklığından maksimum 7-15 K daha düşük alınmıştır.

Bağımlı değişkenler olarak, egzoz ürünleri, kompresörün kullandığı enerji, türbinden elde edilen güç ve akış hatlarındaki basınç ve sıcaklıklardır. Bunlar hava kompresörü çıkış basınç ve sıcaklığı, rekuperatör giriş çıkış basınçları ile çıkış sıcaklığı, yanma odası çıkış basıncı ve sıcaklığı, gaz türbini çıkış basıncı ve sıcaklığı ile atık ısı geri kazanım cihazı egzoz çıkış sıcaklığıdır (Moran ve Tsatsaronis, 2000).

Burada net gücün sabit alınarak (30 MW ve 14 kg/s buhar) bu güce ulaşmak için değiştirilmiş non lineer simplex doğrudan arama metodu uygulandığında, elde edilen maksimum verim değerleri lokal değerlerdir. Gücün sabit alınmadan ve çevrimlerin çalışabileceği tüm çalışma şartlarında bu aramanın yapılması durumunda elde edilen değerler global maksimumlar olup çevrimin çıkabileceği maksimum verim değeridir. Bu maksimum verim değerleri, sistemlerin çalışabileceği tüm kompresör sıkıştırma oranları ve tüm rekuperatör çıkış sıcaklıkları için aranmalıdır.

Tablo 4.6'da lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termodinamik optimizasyonun yapıldığı iterasyon adımları ve her bir adımda hesaplanan değerler hava ısıtılmalı çevrim için verilmiştir. Yakıt hava ısıtılmalı, örnek ve absorpsiyonlu çevrimin termodinamik lokal optimumlarının iterasyon adımları EK-B Tablo 1, 2 ve 3'te verilmiştir.

Tablo 4.6: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin iterasyonu

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin I.Kanun Verimi	Sistemin II.Kanun Verimi	Sistemin Ür.Buh (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	T ₃ (K)	Yakıt Debisi (kg/s)
91,3 ¹	1520	0,7414	0,503	14,0	30000	850 ¹	1,64
91,3 ²	1520 ⁴	0,7414	0,5426	12,02	35103 ⁴	850	1,64
91,3 ³	1520	0,7706	0,5532	13,01	35103	850	1,64
88	1542	0,7744	0,5506	13,33	34586	850	1,64
84	1571	0,779	0,5469	13,74	33904	850	1,64
84	1555	0,7766	0,5489	13,19	33435	850	1,6
76	1621	0,786	0,5402	14,06	31917	850	1,6
76	1579	0,786	0,5331	14,39	31033	800	1,6
76	1561	0,8205	0,535	13,84	30588	800	1,56
75	1561	0,7849	0,5325	14	30233	790	1,56
74,5	1566	0,7855	0,5321	14,06	30148	790	1,56
74,5	1557	0,7844	0,533	13,78	29922	790	1,54
74,5	1548	0,7832	0,5339	13,51	29691	790	1,52
74,5	1561	0,7832	0,5362	13,4	29973	805	1,52
75⁵	1550	0,7845	0,5313	14	30000	780	1,553

¹ $\eta_{sc}=0,86$ ve $\eta_{st}=0,86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

⁴ Sistemin ürettiği buhar ($T_{buhar}=485,57$ K, $P_{buhar}=20$ bar, $P_{yakıt}=12$ bar ancak yanma odasına giren havanın basıncı bundan fazla olduğu durumlarda 20 bar alınmıştır.)

⁵ Giren enerji (kW)=Çıkan enerji (kW)

(86184=29990(W_{net}))+37650(Q_{net})+16840(bacaen.))+1724 (YOkayı)) (=86204)

$T_{rekhavagir.}=681$ K, $T_{rekhavacık.}=780$ K, $T_{turçık.}=917$ K, $T_{rekegçık.}=780$ K, Rek.Log.Ort.Sıc.Farkı=140,6 AIGK.Log.Ort.Sıc.Farkı=198,4

Tablo 4.7’de verilen sonuçlardan da görülebileceği gibi hava ısıtmalı çevrim için elde edilen değerler ile Bejan ve diğ., (1996)’daki değerler ile hemen hemen örtüşmektedir.

Örnek ve absorbsiyon soğutmalı kojenerasyon çevrimlerinin verimleri birbirine yakın olup absorbsiyon soğutmalı çevriminde ısı enerjisinin kompresör giriş havasının soğutulmasında kullanılması verimi düşürmektedir.

Tablo 4.7: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyon soğutmalı Çevrim	Hava ısıtmalı Çevrim (Bejan ve diğ., 1996 Alt IsılDeğ.)	Yakıt hava ısıtmalı Çev.
Hava Debisi (kg/s)	95,7	75,7	75.0 (74,23)*	75
Yakıt Debisi (kg/s)	1,6	1,609	1.553 (1,51)*	1,553
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	780 (792,4)*	753
T _{YOÇIKS} (K)	1327	1447	1550 (1550)*	1550
Sıkıştırma Oranı (r)	16	16	16 (16)*	16
Yan. Oda. II.Kanun Verimi	0,76	0,76	0,78	0,79
Rekup. II.Kanun Verimi	-	-	0,81	0,77 (YR.,0,56)
Türbin II.Kanun Verimi	0,92	0,92	0,92	0,92
Kompres. II.Kanun Verimi	0,94	0,94	0,94	0,94
AlGK. II.Kanun Verimi	0,70	0,67	0,67	0,67
Sistemin I.Kanun Verimi	0,7628	0,758	0,7845	0,7846
Sistemin II.Kanun Verimi	0,5165	0,5133	0,5313 (0,544)*	0,5315
Üretilen elektriğin mal. (\$/kWh)	0,1252	0,1202	0,12	0,1207

*Bejan'ın literatürde aynı çevrim için sunduğu değerler

Global maksimum verimler gücün sabit alınmadığı ve çevrimlerin çalışabileceği tüm çalışma şartları göz önüne alınarak arama yapıldığında bulunan değerler olup, kompresör sıkıştırma oranlarının, yanma odası çıkış sıcaklıklarının ve rekuperatör çıkış sıcaklıklarının tüm değerleri göz önüne alınmıştır. Buna göre arama yapıldığında örnek ve absorbsiyon soğutmalı kojenerasyon çevrimleri için global maksimumlar kompresör sıkıştırma oranının maksimum olduğu ($r=16$) değerlerinde bulunmaktadır. Yanma odası çıkış sıcaklığı artırıldığında verim düşmektedir. Bunun sebebi maksimum verimin belli bir hava yakıt oranında elde edilmesi olup yanma odası çıkış sıcaklığını artırmak için hava yakıt oranı değeri azaltıldığında verim düşmektedir.

Tablo 4.8: Global maksimum verim değerinin elde edildiği hava ısıtmalı kojenerasyon sisteminin iterasyonu

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ K	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Ür.Buh Kg/s	Sistemin El.Gücü kW	Sık. Or. (r)	T ₃ K	Yakıt Debisi (kg/s)
91,3 ¹	1520	0,7414	0,503	14,0	30000	10	850	1,64*
91,3 ²	1520	0,7414	0,5426	12,02	35103	16	850	1,64
91,3 ³	1520	0,7706	0,5532	13,01	35103	16	850	1,64
89	1534	0,7732	0,5514	13,23	34748	16	850	1,64
89	1578	0,7732	0,5607	12,78	35945	16	900	1,64
89	1563	0,7707	0,563	12,24	35470	16	900	1,6
89	1548	0,768	0,5652	11,7	34977	16	900	1,56
89	1557	0,768	0,5673	11,61	35224	16	910	1,56
88,6⁴	1550	0,7671	0,5676	11,4	34855	16	908⁴	1,54
89	1621	0,7732	0,5657	12,55	36580	14	950	1,64
92	1602	0,7698	0,5697	12,18	37260	14	950	1,64
95	1583	0,7663	0,5735	11,82	37908	14	950	1,64
97⁵	1571	0,764	0,5759	11,59	38323	14	950⁵	1,64
97	1571	0,764	0,5704	11,85	37622	12	950	1,64
99	1560	0,7617	0,5729	11,61	38052	12	950	1,64
101	1549	0,7594	0,5754	11,38	38470	12	950	1,64
103	1538	0,7571	0,5777	11,15	38878	12	950	1,64
103,5⁶	1536	0,7565	0,5783	11,09	38978	12	950⁶	1,64
104	1533	0,756	0,5752	11,21	38613	11	950	1,64
107	1518	0,7525	0,5787	10,87	39219	11	950	1,64
107,4⁷	1516	0,752	0,5791	10,82	39298	11	950⁷	1,64

¹ $\eta_{sc}=0,86$ ve $\eta_{st}=0,86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,90$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

⁴ $T_{rekhavagir.}=681$ K, $T_{rekhavaçık.}=908$ K, $T_{rekegzgir.}=915$ K, $T_{rekegzçık.}=700$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{su}=298,15$,
 $Rek.Log.Ort.Sıc.Farkı=11,8$, $AIGK.Log.Ort.Sıc.Farkı=151,1$

⁵ $T_{rekhavagir.}=656$ K, $T_{rekhavaçık.}=950$ K, $T_{rekegzgir.}=957$ K, $T_{rekegzçık.}=680$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{su}=298,15$,
 $Rek.Log.Ort.Sıc.Farkı=13,8$, $AIGK.Log.Ort.Sıc.Farkı=143$

⁶ $T_{rekhavagir.}=628$ K, $T_{rekhavaçık.}=950$ K, $T_{rekegzgir.}=957$ K, $T_{rekegzçık.}=652$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{su}=298,15$,
 $Rek.Log.Ort.Sıc.Farkı=13,8$, $AIGK.Log.Ort.Sıc.Farkı=131,6$

⁷ $T_{rekhavagir.}=613$ K, $T_{rekhavaçık.}=950$ K, $T_{rekegzgir.}=958$ K, $T_{rekegzçık.}=638$ K, $T_{buhar}=485,57$ K, $T_{su}=298,15$,
 $Rek.Log.Ort.Sıc.Farkı=14,5$, $AIGK.Log.Ort.Sıc.Farkı=125,4$

(Giren enerji (kW)=Çıkan enerji (kW))

(91012=39298(W_{net})+29163 (Q_{net})+20742(baca en.)+1820(YOkaybı)) (=91023)

Tablo 4.8'de hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimi için global maksimum verim değerin elde edildiği, termodinamik optimizasyonun iterasyon adımları elde edilen çalışma değerleri ve sonuçları verilmiştir. Yakıt hava ısıtmalı, örnek ve absorbsiyonlu çevrimin termodinamik global optimumlarının iterasyon adımları EK-B Tablo 4, 5 ve 6'da verilmiştir. Yakıt hava ısıtmalı ve hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimleri için global maksimumlar yanma odası çıkış sıcaklığının 1550 K ve kompresör sıkıştırma oranının sırasıyla ($r=11$) olduğu değerlerde bulunmaktadır. Bulunan değerlerin doğru olup olmadığı bu çevrimlerin değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında ve değişik kompresör sıkıştırma oranlarında II.kanun veriminin hava

fazlalık katsayısı ile değişim (değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır) eğrileri şekil 4.55 ve şekil 4.56'da çizilmiştir. Bu eğrilerin de gösterdiği gibi kompresör sıkıştırma oranı ve rekuperatör çıkış sıcaklıkları arttıkça verim artmaktadır. Özellikle rekuperatör çıkış sıcaklıklarının artışı verimi kompresör sıkıştırma oranı artışından daha fazla artırmaktadır. Tablo 4.9'da global maksimum verim değerinin elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçları örnek, absorpsiyonlu, hava ısıtılmalı ve yakıt hava ısıtılmalı çevrimler için verilmiştir.

Tablo 4.9: Global maksimum verim değerinin elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçları

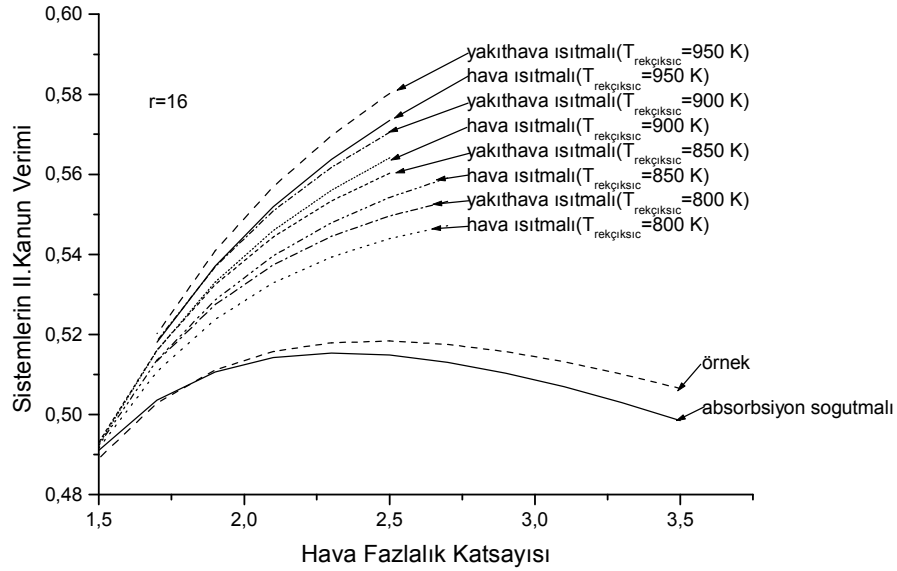
Çevrim	Örnek Çevrim	Absorpsiyonlu Çevrim	Hava Isıtılmalı Çevrim	Hava-Yakıt Isıtılmalı Çevrim
Hava Debisi (kg/s)	88	83	107,4	105,8
Yakıt Debisi (kg/s)	1,6	1,6	1,64	1,64
Üretilen buhar De. (kg/s)	14,42	13,27	10,82	10,71
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	950	950
$T_{Y\text{O}\text{ÇIKIŞ}}$ (K)	1378	1380	1516	1549
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	16	16	11	11
Üretilen el. Gücü (kW)	29694	30497	39298	39784
Yan.Oda. II.Kanun Verimi	0,76	0,76	0,82	0,84
Rekup. II.Kanun Verimi	-	-	0,95	0,95 (YR.,0,50)
Türbin II.Kanun Verimi	0,92	0,92	0,93	0,93
Kompres. II.Kanun Verimi	0,94	0,94	0,94	0,94
AI GK. II.Kanun Verimi	0,68	0,70	0,78	0,79
Sistemin I.Kanun Verimi	0,7719	0,746	0,752	0,7539
Sistemin II.Kanun Verimi	0,5173	0,5143	0,5791	0,5836
Üretilen elektriğin mal. (\$/kWh)	0,1221	0,1232	0,1196	0,1199

Literatürde de belirtildiği gibi (Bejan ve diğ., (1996)) sıkıştırma oranı ve rekuperatör çıkış sıcaklığı arttıkça verimliliğin artmakta olduğu bu eğrilerden de görülmekte olup, yanma odası çıkış sıcaklığı kısıtı ($T_{Y\text{O}\text{ÇIKIŞ}} < 1550$ K) göz önüne alındığında bu eğrilerdeki çalışma şartlarının sağlanamayacağı görülmektedir. Bu kısıta uymak için ya rekuperatör çıkış sıcaklığının düşürülmesi ya da kompresör sıkıştırma oranının azaltılması gerekmektedir. Rekuperatör çıkış sıcaklığının düşürülmesi verimi, kompresör sıkıştırma oranının azaltılmasından daha fazla düşürdüğünden kompresör sıkıştırma oranını azaltma yoluna gidilmiştir.

Rekuperatör çıkış sıcaklığının da bir üst sınırı olması gerektiğinden ($T_{R\text{ÇIKIŞ}} < 950$ K) şeklinde ayrı bir kısıt kabul edilmiştir. Bu kısıtlar kabul edilerek tekrar arama

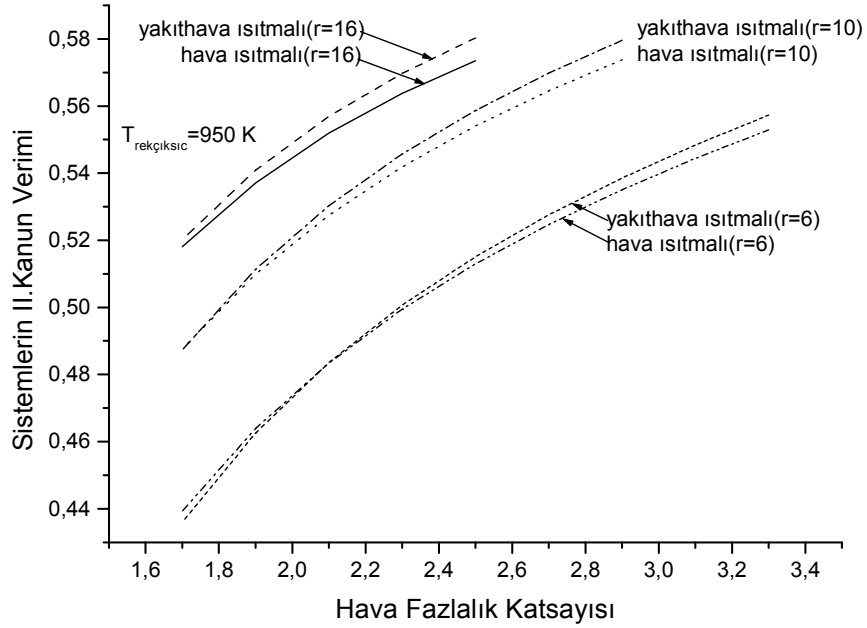
yapıldığında sistemlerin çalıştığı tüm şartlardaki verimlerin maksimumu elde edilmektedir.

Şekil 4.55’de hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimleri için değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında ve örnek ile absorpsiyon soğutmalı kojenerasyon çevrimleri için sistemlerin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi (Değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır.) eğrilerinde örnek ile absorpsiyon soğutmalı kojenerasyon çevrimleri belli bir hava fazlalık katsayısında maksimum verimi sağlamakta olup, yanma odasının çıkış sıcaklığının 1550 K civarında olma gerekliliği yoktur.



Şekil 4.55: Örnek, absorpsiyon soğutmalı, hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin ikinci kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi (Değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır.)

Şekil 4.56’da değişik kompresör sıkıştırma oranlarında hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi (değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır) verilmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı 16 ve rekuperatör çıkış sıcaklığı 950 K için yanma odası çıkış sıcaklığı sürekli 1550 K üzerinde olmaktadır. Eğrilerin kesilme sebebi ise rekuperatöre giren egzoz enerjisi kompresör çıkış havasını 950 K sıcaklığa getirememektedir.



Şekil 4.56: Değişik kompresör sıkıştırma oranlarında hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin II.kanun veriminin hava fazlalık katsayısı ile değişimi

4.3.2. İncelenen dört çevrimin termoekonomik optimizasyonu

Farklı çevrimlerin termoekonomik optimizasyonu (minimum elektrik maliyeti) literatürde cihazın gücüne ve cihazın satın alma maliyet denklemlerine göre yapılmakta olup çalışmaların büyük çoğunluğu maliyet denklemlerine göre yapılmaktadır. Burada her ikisi de yapılmış olup karşılaştırılması da yapılacaktır. Bundan başka bu farklı çevrimlerin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s), sadece sabit güç (30 MW) ve gücün ve buhar debisinin sabitlenmediği durumlar için minimum elektrik üretim maliyetleri hesaplanacak ve sonuçlar karşılaştırılacaktır. Böylece dört ayrı çevrimde altı değişik durum için termoekonomik optimizasyon yapılacaktır.

Cihazın satın alma maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı yöntemde kompresör ve gaz türbini izentropik verimleri maliyet üzerinde en önemli etkiye sahip faktörler iken cihazın gücüne göre satın alma maliyetinin hesaplandığı durumda cihazın gücü maliyet üzerinde en önemli ve tek etken olan faktördür. Cihazların satın alma maliyeti denklemleri (3.110-3.139 arası denklemler) daha önceki bölümde verilmiştir.

Tablo 4.10'da sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre lokal minimum elektrik üretim maliyetleri verilmiştir. Tablodan da görüldüğü gibi örnek, absorbsiyonlu, hava ve hava yakıt ısıtılmalı çevrimlerinde en düşük maliyette elektrik üretimi yakıt hava ısıtılmalı çevrimde gerçekleşmektedir.

Tablo 4.10: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit güç (30 MW) ve sabit buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtılmalı Çevrim ¹	Hava-Yakıt Isıtılmalı Çevrim ²
Hava Debisi (kg/s)	95,5	78,5	121,7	118,9
Yakıt Debisi (kg/s)	1,62	1,62	1,65	1,65
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	900	900
T _{YOÇIKS} (K)	1331	1423	1412	1444
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	16	16	6	6
Yan.Oda. II.Kanun Verimi	0,76	0,76	0,81	0,82
Rekup. II.Kanun Verimi (Yakıt Rekup. II.Kan. Ver.)	-	-	0,86	0,86 (0,49)
Türbin II.Kanun Verimi	0,91	0,91	0,91	0,91
Kompres. II.Kanun Verimi	0,95	0,95	0,90	0,90
AIGK. II.Kanun Verimi	0,70	0,68	0,75	0,76
Kompresör ve türbin izentropik verimleri	0,89	0,89	0,83- 0,84	0,83- 0,84
Sistemin II.Kanun Verimi	0,513	0,5105	0,5	0,5013
Hava fazlalık katsayısı %	265	218	330	323
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,34	0,29	0,0957	0,09011

¹Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=130,4

AIGK Ort.Log. Sic.Farkı=139,4

²Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı= 136,7

Yakıt Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=362,8

Örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerin ürettiği elektriğin minimum maliyeti diğer iki çevrimden çok daha pahalı olup bunun sebebi bu iki çevrimin 30 MW sabit güç ve 14 kg/s buhar debisi için uygun çevrimler olmamasıdır. Örnek ve absorbsiyonlu çevrimler aslında buhar üretiminin fazla, elektrik üretiminin az olduğu tesisler için uygundur. Bunun yanında örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerde elektrik ısı üretimini ayarlama yani değişen elektrik buhar taleplerini karşılama esneklikleri hava ve yakıt hava ısıtılmalı çevrimlere göre daha azdır. Bu sebeplerden örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerde sabit elektrik üretim gücüne (30 MW) ulaşmak için kompresör sıkıştırma oranları maksimum (r=16) ve kompresör ve türbin izentropik verimleri maksimuma yakın ($\eta_{sc}=0,89$ ve $\eta_{st}=0,89$) alınmıştır.

Hava ve yakıt hava ısıtılmalı çevrimlerde lokal minimum elektrik üretim maliyetleri belirtilen güç ve buhar debisi için düşük kompresör sıkıştırma oranlarında (r=6) ve

düşük kompresör ve türbin izentropik verimlerinde ($\eta_{sc}=0,83$ ve $\eta_{st}=0,84$) ulaşılabilmektedir. Bunun sebebi türbinden çıkan egzoz gazlarının bir kısım enerjisinin rekuperatörler vasıtasıyla yanma odasına verilmek suretiyle elektrik üretim miktarının ve veriminin artırılmasıdır. Her dört çevrimin lokal minimum elektrik üretim maliyetlerinde ikinci kanun verimleri birbirine yakındır. Gaz türbinlerinin II.Kanun verimleri birbirlerine çok yakın olup kompresör verimleri örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerde yüksek, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerde (yüksek hava debisinden dolayı) daha düşük bulunmuştur. Yanma odası verimleri örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerde düşük, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerde (yüksek sıcaklıktaki yanmadan dolayı) daha yüksek bulunmuştur.

Belirtilen dört çevrimin lokal minimum elektrik üretim maliyetlerinin elde edildiği yakıt debileri birbirine çok yakın olup yanma odası çıkış sıcaklıkları en düşük örnek çevrimde elde edilmiştir. Bunun sebebi daha fazla hava debisi gerektirdiği ve bu havanın hiçbir ön ısıtmaya tabi tutulmadan yanma odasına gönderilmesidir. Absorbsiyonlu çevrimde ise hava debisi daha az olduğu için yanma odasında daha yüksek sıcaklıklar elde edilmekte bu da ikinci kanun verimin iyileştirmektedir.

Sonuçta tablo 4.10 cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve sabit güç ve buhar debisi (30 MW ve 14 kg/s buhar) durumu için örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerin uygun olmadığı, bu duruma en uygun çevrimin yakıt hava ısıtmalı çevrim olduğunu göstermektedir. Tasarım farklılığının minimum elektrik üretim maliyeti üzerine olan etkisini cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplamada bariz bir şekilde görmek mümkündür.

Tablo 4.11’de cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik ve ısı güç (30 MW ve 14 kg/s buhar) için elde edildiği termoekonomik optimizasyon sonuçları verilmiştir. Cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı durumda her dört çevrimin minimum elektrik üretim maliyetleri 0,12 \$/kWh civarında bulunmaktadır. Absorbsiyonlu, hava ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerde benzer hava debisinde minimum elektrik üretim maliyetleri elde edilirken örnek çevrimde daha fazla hava debisi gerekmekte bu da maliyetleri artırmaktadır.

Kompresör ve türbin izentropik verimleri cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı durum için maliyete etki ettirilemediğinden (bu yöntemde

güç arttıkça maliyet artmaktadır) burada ($\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,9$) olarak alınmıştır. Cihaz maliyetinin cihazın gücüne göre hesaplandığı bu yöntemde minimum elektrik üretim maliyetleri cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı duruma göre daha dar bir aralıkta değişmektedir.

Tablo 4.11: Cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü (30 MW), sabit (ısıl güç) buhar debisi (14 kg/s) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtmalı Çevrim ¹	Hava-Yakıt Isıtmalı Çevrim ²
Hava Debisi (kg/s)	94,9	75,8	75,0	76,8
Yakıt Debisi (kg/s)	1,6	1,61	1,553	1,56
Rekuper. Çıkış sıcaklığı (K)	-	-	780	735,0
T _{YOCIKS} (K)	1332	1447	1550	1517
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	16	16	16	16
Kompresör ve türbin izentropik verimleri	0,88-0,9	0,88-0,9	0,88-0,9	0,88-0,9
Yan.Oda. II.Kanun Verimi	0,76	0,76	0,8	0,78
Rekup. II.Kanun Verimi (Yakıt Rekup. II.Kan. Ver.)	-	-	0,82	0,73 (0,57)
Türbin II.Kanun Verimi	0,93	0,92	0,94	0,93
Kompres. II.Kanun Verimi	0,95	0,94	0,93	0,95
AIGK. II.Kanun Verimi	0,70	0,67	0,71	0,68
Sistemin II. Kanun Verimi	0,5166	0,5133	0,5313	0,5297
Hava fazlalık katsayısı%	266	211	217	221
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,1248	0,1202	0,12	0,1209

¹Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=141

AIGK Ort.Log. Sic.Farkı=198

²Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=139

Yakıt Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=317

Her dört çevrim içinde cihazın gücüne göre maliyet hesabında kompresör sıkıştırma oranları yüksek ($r=16$) bulunmuş olup hava ısıtmalı çevrim için hava rekuperatörü çıkış sıcaklığı 780 °C ve yakıt hava ısıtmalı çevrim için yakıt ve hava rekuperatörleri çıkış sıcaklıkları 735 °C olarak bulunmuştur.

Cihaz maliyetinin cihazın gücüne göre hesaplandığı durumda lokal minimum maliyetler maliyet denklemlerine göre hesaplandığı duruma göre daha yüksek II.Kanun verimlerinde bulunmaktadır. Hava ısıtmalı çevrime rekuperatör ekleyerek yakıt hava ısıtmalı çevrime dönüştürmenin maliyetleri artıracağı görülmüştür. Ancak örnek çevrime absorbsiyonlu soğutma sistemi eklemenin elektrik üretim maliyetini düşüreceği anlaşılmıştır. Bu hesaplama yönteminde de örnek çevrimin sabit güç (30 MW ve 14 kg/s buhar) için uygun bir çevrim olmadığı görülmektedir.

Tablo 4.12: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtmalı Çevrim	Hava-Yakıt Isıtmalı Çevrim
Hava Debisi (kg/s)	124,03	115,6	121	117,8
Yakıt Debisi (kg/s)	2,99	2,88	1,82	1,82
Üretilen buhar debisi (kg/s)	38	34,88	17,0	17,13
Rekuper. Çıkış sıcaklığı (K)	-	-	897,5	897,5
$T_{YOÇIKS}$ (K)	1460	1459	1462	1498
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	6	6	6	6
Kompresör ve türbin izentropik verimleri	0,8	0,8	0,8-0,84	0,8-0,84
Sistemin II. Kanun Verimi	0,4184	0,4153	0,4837	0,484
Hava fazlalık katsayısı%	186,28	180,25	298,56	290,66
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,044	0,0516	0,08709	0,08711

Tablo 4.12’de cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit güç ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları verilmiştir. Cihazın maliyeti maliyet denklemlerine göre hesaplandığı durumda elde edilen minimum maliyet değerleri hava ve yakıt debileri arttıkça azalmakta olup, global optimumlar çevrimlerin çalışabileceği maksimum hava kütlelerinde elde edilmektedir. Bu yüzden 120 (kg/s) hava debisi civarında kapasite alınarak optimum değerler aranmış, ancak çok daha fazla hava debilerinde daha düşük maliyetlerin elde edilebileceği görülmüştür. Cihaz maliyetinin gücüne göre hesaplandığı durumda ise optimum maliyetler belli bir yakıt hava oranında elde edilmektedir. Bu durumda en iyi çevrimlerin örnek ve absorbsiyonlu çevrimler olduğu ortaya çıkmaktadır.

Tablo 4.13’de sabit elektrik gücü ($W_{net}=30$ MW) için cihaz maliyetinin gücüne göre termoeconomik optimizasyon sonuçları verilmiş ve minimum elektrik fiyatları 0,10 dolar/kWh civarında elde edilmekte olup bunlar lokal optimumlardır. Burada maliyet hesaplarında izentropik verimler fiyatlara etki ettirilemediği için $\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,9$ olarak alınmıştır.

Elektrik maliyetleri örnek kojenerasyon çevriminde en düşük olup sırasıyla absorbsiyonlu, hava ısıtmalı ve yakıt hava ısıtmalı çevrimlerde artmaktadır.

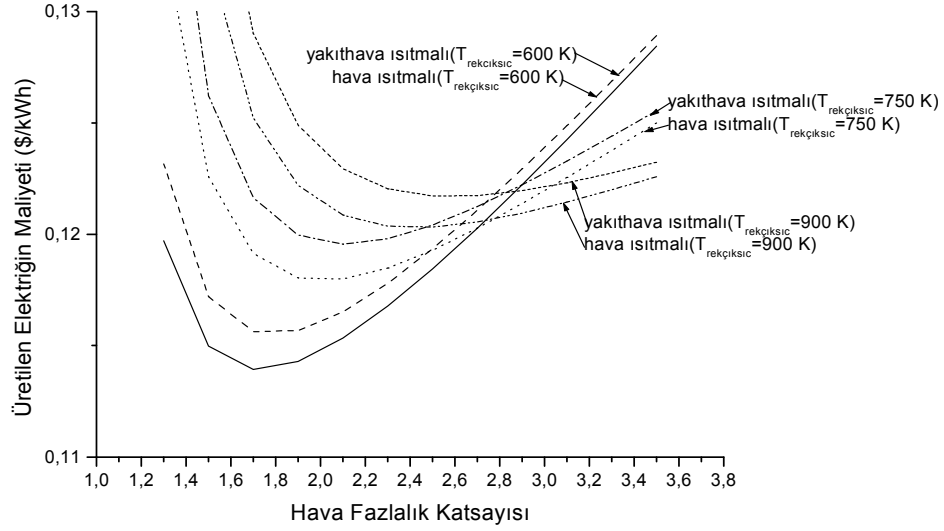
Sistemlere ek cihazlar eklemenin maliyetleri yükselttiği anlaşılmaktadır. Bu yüzden tasarımda yapılacak değişiklik ve cihaz eklemelerin dikkatlice ve termoekonomik optimizasyon sonuçlarına göre yapılması gereklidir. Rekuperatör eklemenin kojenerasyon sistemlerinin ikinci kanun verimlerini artırdığı ancak maliyetleri kötüleştirdiği görülmektedir.

Tablo 4.13: Cihaz maliyetinin cihazın gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve lokal minimum elektrik fiyatı değerinin sabit elektrik gücü ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termoekonomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtmalı Çevrim	Hava-Yakıt Isıtmalı Çevrim
Hava Debisi (kg/s)	89,45	85,45	90,5	90,34
Yakıt Debisi (kg/s)	2,45	2,41	2,288	2,242
Üretilen buhar debisi (kg/s)	29,59	27,94	26,63	25,80
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	600	600
$T_{YOÇIKS}$ (K)	1550	1550	1550	1550
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	6	6	6	6
Yan.Oda. II.Kanun Verimi	0,70	0,70	0,72	0,73
Rekup. II.Kanun Verimi	-	-	0,55	0,55 (YR,0,54)
Türbin II.Kanun Verimi	0,91	0,91	0,94	0,94
Kompres. II.Kanun Verimi	0,93	0,93	0,93	0,93
AIGK. II.Kanun Verimi	0,58	0,58	0,60	0,60
Sistemin II.Kanun Verimi	0,45	0,4455	0,459	0,46195
Hava fazlalık katsayısı %	163,96	159,23	177,63	180,95
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,0986	0,1034	0,1043	0,1063

Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve lokal maksimum verim değerinin sabit güç ($W_{net}=30$ MW) için elde edildiği termodinamik optimizasyon sonuçlarında görüldüğü gibi elde edilen elektriğin maliyeti çok daha fazla çıkmaktadır. Kullanılan maliyet denklemleri literatürde birçok kaynağın belirttiği gibi uygun olmayan değerler üretebileceği için her tür çalışma şartına uymamakta olup dikkatli kullanılmaları gerekmektedir.

Literatürde üretilen elektriğin global minimum maliyetleri pek aranmamıştır. Yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen global minimum değerlerinin doğru olup olmadığını anlamak için bu dört çevrimin değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında ve değişik kompresör ve türbin izentropik verimlerinde sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin değişimi cihaz gücüne ve maliyet denklemlerine göre değişimleri elde edilmiştir. Burada güç ve buhar debisi üzerinde herhangi bir sınırlama yapılmamıştır.



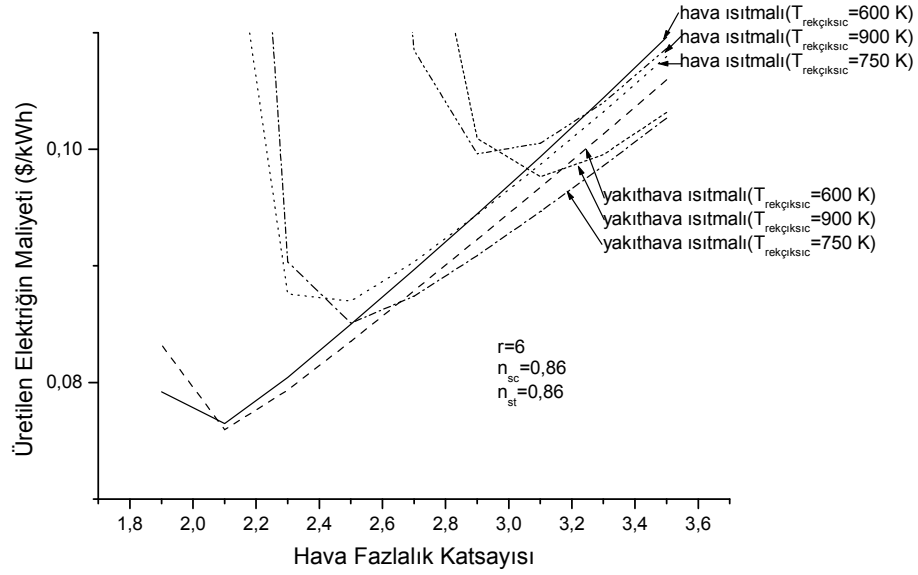
Şekil 4.57: Cihaz maliyetinin cihaz gücüne göre hesaplandığı değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($r=6$, $\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,90$ alınmış olup, değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır).

Şekil 4.57’de cihaz maliyetinin cihaz gücüne göre hesaplanan değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişiminde de görülebildiği gibi en düşük rekuperatör çıkış sıcaklıklarında minimum maliyetler elde edilmektedir. Bu minimum maliyetler belli bir hava fazlalık katsayısında elde edilmekte olup bu katsayı arttıkça maliyetler hızla artmaktadır.

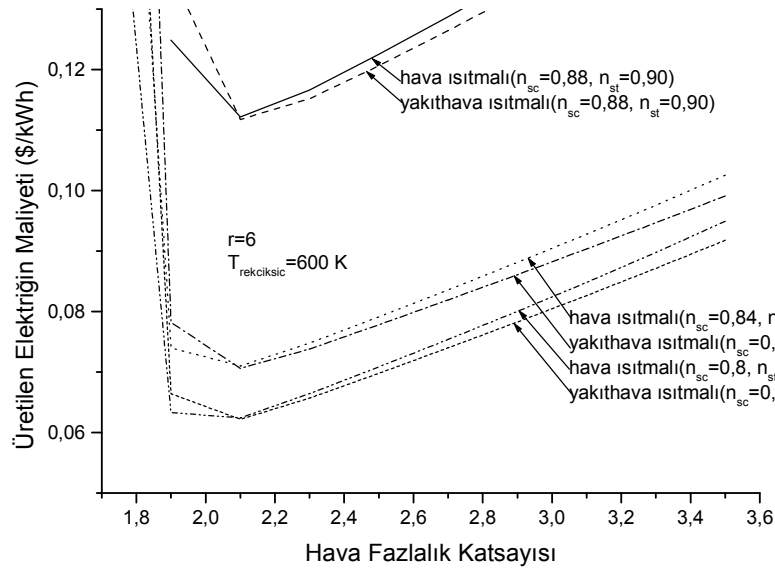
Daha önce Şekil 4.50’de değişik kompresör sıkıştırma oranlarında sistemlerin ürettiği elektriğin maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi cihaz maliyetinin cihazın gücüne göre hesaplanması durumunda verilmişti. Bu eğrilerinde gösterdiği gibi minimum maliyetler düşük kompresör sıkıştırma oranlarında elde edilmektedir. Rekuperatör çıkış sıcaklıklarının maksimum değeri olarak 950 K (daha önceki gibi) minimum değeri olarak ta 600 K alınacaktır. Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için alınmıştır.

Şekil 4.58’de cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi eğrilerinde de aynı durum söz konusu olup optimum maliyetler minimum rekuperatör çıkış sıcaklıklarında ve belli bir hava fazlalık katsayısında elde edilmekte olup yine bu katsayı arttığında maliyetler hızla artmaktadır. Ayrıca

rekuperatör çıkış sıcaklığı arttıkça çalışılabilen hava fazlalık katsayısı aralığı azalmaktadır.



Şekil 4.58: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik rekuperatör çıkış sıcaklıklarında sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($r=6$, $\eta_{sc}=0,86$ ve $\eta_{st}=0,86$ alınmış olup, değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır).



Şekil 4.59: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik kompresör ve türbin izentropik verimlerinde sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($r=6$ ve rekuperatör çıkış sıcaklığı 600 K alınmış olup, değişim eğrisinin görülebilmesi için yanma odası çıkış sıcaklık kısıtı göz önüne alınmamıştır).

Şekil 4.59'da cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı değişik kompresör ve türbin izentropik verimlerinde sistemlerin ürettiği elektrik maliyetinin hava fazlalık katsayısı ile değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi kompresör ve türbin izentropik verimleri azaldıkça üretilen elektriğin maliyeti azalmakta ancak daha öncede görüldüğü gibi sistemin verimi de düşmektedir. Kompresör ve türbin izentropik verimlerinin artması imalat maliyetlerini artırdığından dolayı elektrik maliyetleri artmaktadır.

Tablo 4.14: Cihaz maliyetinin cihaz gücüne (denklem 3.59) göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoekonomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtmalı Çevrim ¹	Hava-Yakıt Isıtmalı Çevrim ²
Hava Debisi (kg/s)	114,5	97,54	113,8	115,8
Yakıt Debisi (kg/s)	3,125	2,75	2,875	2,875
Üretilen buhar debisi (kg/s)	37,68	31,88	33,44	33,09
T _{YOÇIKS} (K)	1547	1550	1550	1550
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	600	600
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	6	6	6	6
Üretilen elektrik gücü (kWh)	38386	34253	37718	38456
Sistemin II.Kanun Verimi	0,4504	0,4455	0,4591	0,4619
Hava fazlalık katsayısı%	164,54	159,28	177,76	180,88
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,0945	0,1009	0,0998	0,1012

¹Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı= 527,5

²Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı= 510,8

Yakıt Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=653,3

Tablo 4.14'de cihaz maliyetinin cihaz gücüne göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoekonomik optimizasyon sonuçları verilmiş olup elde edilen değerler çizilmiş olan performans eğrileri ile uyumludur. Burada da hava debisi arttıkça maliyetler düşmekte olup debi 115 kg/s civarında alınarak ve kompresör ve türbin izentropik verimleri $\eta_{sc}=0,88$ ve $\eta_{st}=0,9$ olarak alınıp arama yapılmıştır. Buna göre elde edilen global minimum elektrik fiyatları lokal minimum elektrik fiyatlarından daha düşüktür. En düşük elektrik üretim maliyetleri örnek çevrimde elde edilmektedir.

Tablo 4.15'de cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoekonomik optimizasyon sonuçları verilmiş olup elde edilen değerler çizilmiş olan performans eğrileri ile uyumludur. Burada da hava debisi arttıkça maliyetler düşmekte olup debi 100 kg/s

civarında alınarak optimumlar aranmıştır. Buna göre elde edilen minimum elektrik fiyatları cihaz maliyetinin gücüne göre hesaplandığı minimum elektrik fiyatlarının yarısı civarındadır. Bu durum da her iki hesap tarzı birbirinden çok farklı sonuçlar vermekte ve Bejan ve diğ., (1996)'da belirtildiği gibi maliyet denklemleri dikkatli kullanılmalıdır.

Tablo 4.15: Cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları

Çevrim	Örnek Çevrim	Absorbsiyonlu Çevrim	Hava Isıtmalı Çevrim ¹	Hava-Yakıt Isıtmalı Çevrim ²
Hava Debisi (kg/s)	90,95	103,9	102	108,25
Yakıt Debisi (kg/s)	2,2	2,59	2,32	2,41
Üretilen buhar debisi (kg/s)	27,98	31,37	28,85	29,68
T _{YOÇIKS} (K)	1462	1460	1467	1464
Rekuper. Çıkış sıcakl.(K)	-	-	600	600
Kompresör sıkıştırma oranı (r)	6	6	6	6
Hava fazlalık katsayısı%	185,6	180,15	197,44	201,71
Üretilen elektrik gücü (kWh)	22017	26967	24345	25828
Kompresör ve türbin izentropik verimleri	0,8	0,8	0,8	0,8
Sistemin II.Kanun Verimi	0,4182	0,4153	0,4226	0,4248
Elektrik Maliyeti \$/kWh	0,0432	0,0514	0,0577	0,058

¹Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı= 490

²Hava Rek. Ort.Log. Sic.Farkı= 472

Yakıt Rek. Ort.Log. Sic.Farkı=614,9

Örnek ve absorbsiyonlu çevrimlerde cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçları ile lokal minimum elektrik fiyatı değerlerinin (30 MW için) hemen hemen aynı çıktığı (tablo 4.15 ve tablo 4.13) görülmektedir. Hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimlerinin cihaz maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı ve global minimum elektrik fiyatı değerinin elde edildiği termoeconomik optimizasyon sonuçlarının, lokal minimum elektrik fiyatı (30 MW için) değerlerinden çok daha düşük çıktığı (tablo 4.15 ve tablo 4.13) görülmektedir.

4.4. Sıfır CO₂ Emisyonlu Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Bulguları

Sıfır CO₂ emisyonlu kojenerasyon çevrimleri literatürde pek mevcut olmayıp henüz detaylı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Yukarıda incelenen güç çevrimlerinin oksit fuel, su ve Graz çevrimleri dışındaki çevrimler henüz geliştirilme aşamasında olup

The diagram illustrates a combined cycle power plant (CCPP) system. It features two air intake compressors, AIGK 1 and AIGK 2. AIGK 1 compresses ambient air (Su, 15) to 16, which then enters a combustor (R.) where fuel is added. The combustion products (Buhar, 16) expand through a gas turbine (YO) to 14, then through a heat exchanger (K1) to 11, and finally to a steam turbine (T.) to produce net power (Net güç, 12). AIGK 2 compresses ambient air (Sıvı CO₂, 18) to 20, which enters a combustor (R.) where fuel is added. The combustion products (Buhar, 21) expand through a gas turbine (YO) to 14, then through a heat exchanger (K2) to 11, and finally to a steam turbine (T.) to produce net power (Net güç, 12). The system also includes a gas turbine (J.) and a steam turbine (T.). Key streams are labeled with numbers 1 through 21, and chemical compositions like %95,98CO₂ + %4,02H₂O are indicated.

Havadan oksijen ayırıştırma üniteleri, bunların verimleri ve tüketimleri ile son teknolojik gelişmeleri Darde ve ark., (2009) makalelerinde ayrıntılı bir şekilde

anlatılmıştır. Hesaplarda buhar durumundaki CO₂ için literatürde verilen sıcaklığa bağlı denklemler kullanılmıştır. Sıfır CO₂ emisyonlu çevrimin baca gazındaki su buharı yoğunlaşmasına ilave olarak CO₂ gazının da yoğunlaşması söz konusu olduğu için yakıt olarak kullanılan metan için bilinen üst ısı değerinden farklı olarak bu durumu da göz önünde bulunduran yeni bir üst ısı değeri tanımlanmıştır. Ayrıntılı hesaplar ise EK-C’de verilmiştir. Bu çevrimin iş akışkanının büyük oranda CO₂’den oluştuğu söylenebilir.

Tablo 4.16: Sıfır CO₂ emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin termodinamiğin II.Kanun veriminin optimizasyonu sonucu elde edilen basınç, sıcaklık, kimyasal bileşenleri ve kütleli debileri

Akış No	Sıcak. (K)	Basınç (kPa)	CO ₂ (gaz) (Kg/s)	CO ₂ (sıvı) (Kg/s)	H ₂ O (gaz) (Kg/s)	H ₂ O (sıvı) (Kg/s)	O ₂ (Kg/s)	CH ₄ (Kg/s)	Toplam Debi (Kg/s)
1	303,15	101,3	132,72	-	2,28	-	-	-	135,0
2	494,3	1114,3	132,72	-	2,28	-	-	-	135,0
3	950	1114,3	132,72	-	2,28	-	-	-	135,0
4	1338	1005,7	137,22	-	5,96	-	-	-	143,18
5	959	109,9	137,22	-	5,96	-	-	-	143,18
6	542	106,6	137,22	-	5,96	-	-	-	143,18
7	303,15	101,3	137,22	-	2,5	3,46	-	-	143,18
8	303,15	101,3	-	-	-	3,46	-	-	3,46
9	303,15	101,3	137,22	-	2,5	-	-	-	139,72
10	303,15	101,3	4,64	-	0,08	-	-	-	4,72
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	298,15	1200	-	-	-	-	-	1,64	1,64
14	298,15	1200	-	-	-	-	6,542	-	6,542
15	298,15	2000	-	-	-	18,57	-	-	18,57
16	485,57	2000	-	-	18,57	-	-	-	18,57
17	710,0	7501,3	4,64	-	-	0,08	-	-	4,72
18	303,15	7501,3	-	4,64	-	0,08	-	-	4,72
19	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	298,15	2000	-	-	-	1,11	-	-	1,11
21	485,57	2000	-	-	1,11	-	-	-	1,11

Tablo 4.16’da önerilen sıfır emisyonlu çevrimin akış hatlarının basınç, sıcaklık ve kimyasal bileşenlerinin kütleli debileri verilmiştir. Bu çevrimin II. Kanun verim optimizasyonu yapıldığında (Tablo 4.16, 4.17 ve 4.18’de ayrıntılar verilmiştir) global maksimum II.Kanun verimi 0,65 olarak elde edilmiştir. Daha önce analiz edilen hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimi bu çevrimle karşılaştırılabilir olduğu için hava ısıtmalı çevrimin global maksimum II.Kanun verimine (0,5791) göre oldukça yüksektir. Optimum çalışma şartlarında çevrim 37232 kW elektrik ve 19,68 kg/s buhar üretirken, yanma odası ve türbin çıkış sıcaklıkları sırasıyla 1338 K ve 959 K olmaktadır.

Tablo 4.17: Sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmal) gaz türbinli kojenerasyon çevrimi cihazlarının akış hatları, kapasiteleri ve II. Kanun verimleri

Cihaz	Giren Hatlar	Çıkan Hatlar	Cihazın Kapasitesi (kW)	Cihazın II.Kanun verimi
Kompresör1 (K1)	1-11	2	25700	0,97
Kompresör2 (K2)	10-19	17	2200	0,95
Yanma odası	3-13-14	4	170000	0,90
AIGK1	6-15	7-16	17000	0,90
AIGK2	17-20	18-21	1100	0,66
Rekuperatör (R)	2-5	3-6	75000	0,93
Türbin (T)	4	5-11-12-19- W _{o2} *	37300	0,97
Çevrimin I.Kanun verimi			0,98	
Çevrimin II.Kanun verimi			0,65	

*Havadan oksijen ayırıştırma için harcanan iş

Hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminde egzoz gazları 426 K'de atmosfere atılmakta burada ise oluşacak asitlerden etkilenmeyecek malzeme kullanma yolu ile egzoz gazları atık ısı geri kazanım cihazından 303,15 K'de çıkmaktadır. Verimin daha yüksek çıkmasının sebebi egzoz gazlarının sıfır emisyonluda 303,15 K'e kadar soğutulması ve CO₂'nin yoğunlaştırılmasıdır. Sıfır emisyonlunun ürettiği işin bir kısmı egzozun sıkıştırılmasında (2061 kW) ve bir kısmı da oksijen üretiminde (5312 kW) harcandığından elektrik üretimi daha düşüktür.

Tablo 4.17'de sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmal) gaz türbinli kojenerasyon çevrimi cihazlarının akış hatları, kapasiteleri ve II. Kanun verimleri verilmiştir.

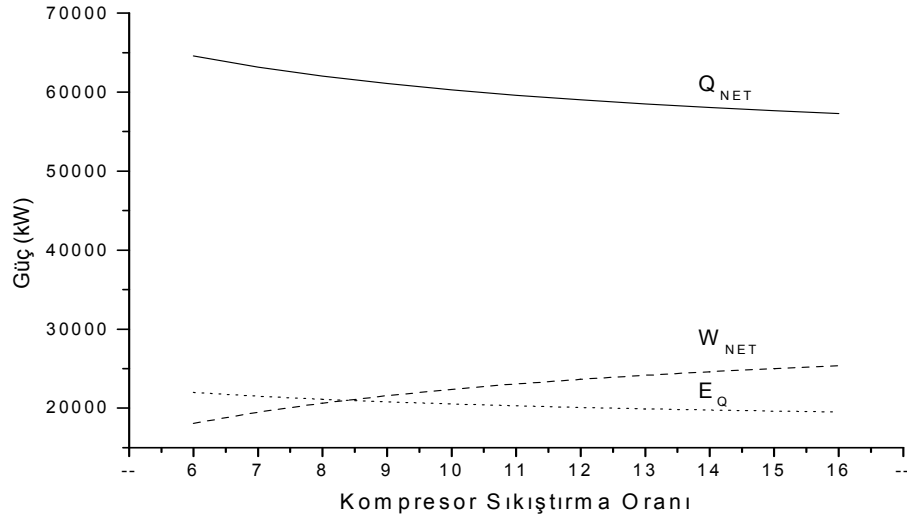
Tablo 4.18'de sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmal) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin akış hatlarının fiziksel, kimyasal ve toplam ekserji değerleri verilmiştir.

Çevrimin minimum elektrik maliyeti optimizasyonu CO₂ ile çalışan gaz türbinleri ve kompresörler henüz bu güçlerde piyasaya çıkmadıklarından yani ticari fiyatları oluşmadığından ve asitlere dayanıklı atık ısı geri kazanım cihazı fiyatları bulunamadığından yapılmamıştır.

Tablo 4.18: Sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin akış hatlarının fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjisi

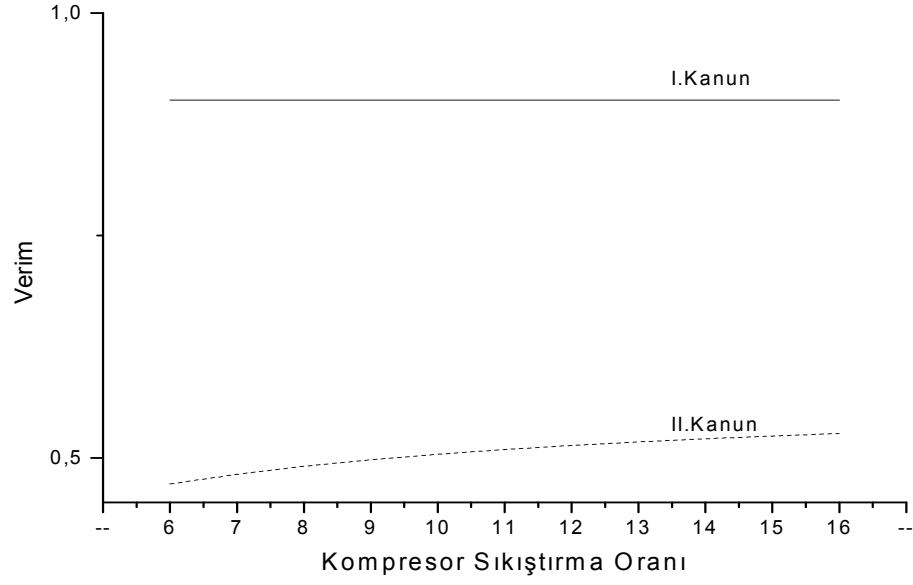
Akış No	Fiziksel Ekserjisi (kW)	Kimyasal Ekserjisi (kW)	Toplam Ekserji (kW)
1	14	44541	44555
2	25147	44541	69688
3	66165	44541	110706
4	131830	44215	176045
5	60391	44215	104606
6	16655	44215	60870
7	17	44215	44232
8	1	9	10
9	15	44251	44266
10	2	1495	1497
11	25678	-	25678
12	37232	-	37232
13	630	84269	84899
14	0	808	808
15	28	46	74
16	15041	46	15087
17	1969	1495	3464
18	436	1495	1931
19	2061	-	2061
20	2	3	5
21	1014	3	1017

Şekil 4.61’de ise kompresör sıkıştırma oranı arttıkça elde edilen elektrik gücü artarken elde edilen ısı enerjisi ve ısı ekserjisi gücü düşmektedir.

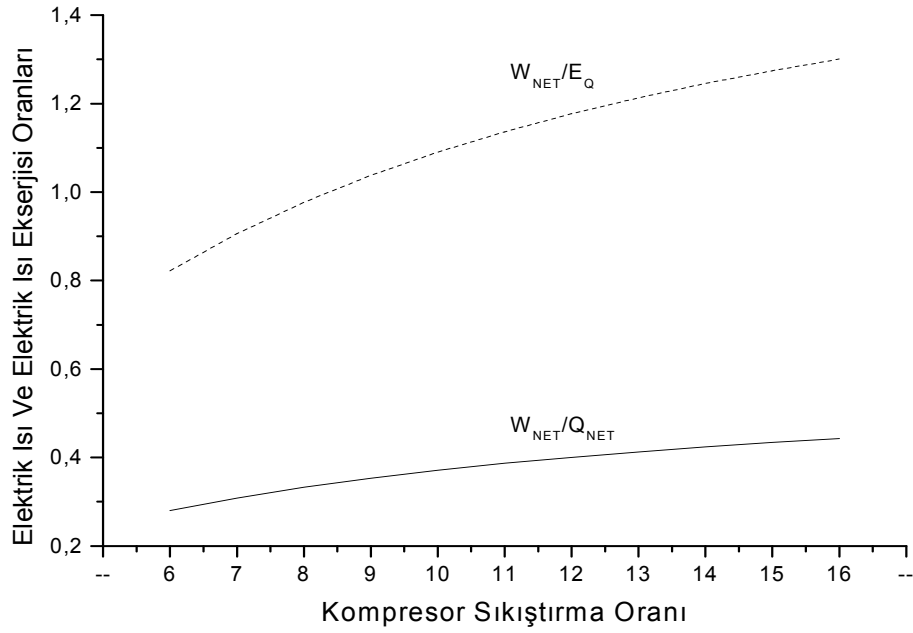


Şekil 4.61: Sıfır emisyonlu rekuperatörlü gaz türbinli kojenerasyon çevriminin üretilen ısı enerjisi, ısı ekserjisi ve elektrik gücünün kompresör sıkıştırma oranı ile.

Şekil 4.62’de kompresör sıkıştırma oranının artması ile I. kanun verimi azalırken, II. kanun verimi artmaktadır. Bunun sebebi elde edilen elektrik miktarı artmakta ve türbin çıkışında daha az ısı enerjisi kalmaktadır.



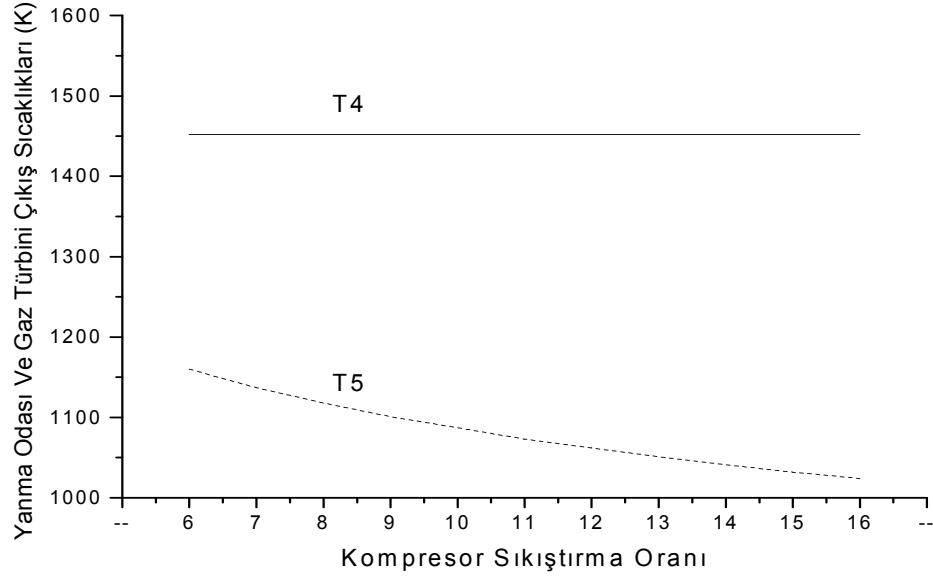
Şekil 4.62: Sıfır emisyonlu hava ısıtmalı gaz türbinli kojenerasyon çevriminin I. ve II. kanun veriminin kompresör sıkıştırma oranı ile değişimi.



Şekil 4.63: Sıfır emisyonlu kojenerasyon çevriminin kompresör sıkıştırma oranının artması ile elektrik ısı enerjisi ve elektrik ısı ekserjisi oranlarının ile değişimi.

Şekil 4.63'te kompresör sıkıştırma oranının artması ile elektrik ısı enerjisi ve elektrik ısı ekserjisi oranları üretilen elektrik miktarı arttığından artmaktadır. Bunun sebebi artan sıkıştırma oranlarında elde edilen türbin işi arttığından ve payda durumundaki

ısı ısı enerji ve ısı ekserji azaldığından elektrik ısı enerjisi ve elektrik ısı ekserjisi oranları hızla artmaktadır.



Şekil 4.64: Sıfır emisyonlu kojenerasyon çevriminin yanma odası (T4) ve gaz türbini çıkış (T5) sıcaklıklarının kompresör sıkıştırma oranları ile değişimi.

Şekil 4.64'te yanma odası çıkış sıcaklıkları sabit kalırken kompresör sıkıştırma oranı arttıkça gaz türbini çıkış sıcaklıkları azalmaktadır. Yüksek basınçta türbine giren egzoz gazları, türbinden daha düşük basınçtaki girişe göre daha düşük sıcaklıklarda çıkmaktadır. Böylece türbinden daha fazla iş elde edilmektedir. Yanma odasına giriş sıcaklıkları rekuperatörden dolayı sabit olduklarından artan sıkıştırma oranlarında yanma odası çıkış sıcaklıkları değişmemekte ve sabit kalmaktadır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Gaz türbinli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Optimizasyon Sonuç ve Önerileri

Termal sistemlerin termoekonomik optimizasyonunun çözüm tarzları literatürde hep belli bir güç için aranmış yani literatürde “belli bir gücü sağlayacak termal sistemin optimum çalışma şartları ne olur?” sorusuna cevap aranmıştır. Halbuki sorunun “termal sistemin optimum değerlerini sağlayan çalışma şartları ne olur?” şeklinde sorulması gerekirdi. Çünkü birinci soruya verilecek cevabın bizi götüreceği yer ile ikinci soruya verilecek cevabın bizi götüreceği yerler çok farklıdır. Birinci soruya cevap bize lokal optimumları verirken ikinci soruya cevap bize global optimumları verir. Global optimumlarla termal sistemin hangi güçlerde çalıştırılması gerektiği ortaya konmuş olmaktadır.

Burada her yönden incelenen örnek, hava ısıtmalı, yakıt hava ısıtmalı ve absorpsiyonlu soğutmalı çevrimlerin termodinamik optimizasyonunda daha önce CGAM probleminin optimizasyonunda uygulanmış olan yöntemlerden, Bejan ve diğ. (1996) açıkladığı termoekonomik optimizasyon yöntemi olan, sistem üzerinde değişken parametreler seçerek iterasyon ile değiştirilmiş non lineer simplex doğrudan arama metodu geliştirilerek CGAM çevrimi dışındaki diğer üç çevrime uygulanmıştır. Bu yöntem için özgül ısılar, hatalardan kaçınmak için sabit alınmamış, entalpiler ve entropilerle beraber sıcaklığa bağlı nonlineer denklemler şeklinde ele alınarak bu sistemlerin sıcaklığa bağlı matematik modelleri elde edilmiştir. Daha sonra bilgisayar ortamında simülasyonu için FORTRAN programlama dilinde hem ayrı ayrı sıralı modüller şeklinde hem de yüzlerce lineer ve nonlineer denklemlerle programlar yazılarak çalıştırılmıştır. Tüm çalışma şartları (değişik kompresör sıkıştırma oranları, kompresör giriş havası sıcaklıkları, kompresör giriş havası özgül nem oranları, kompresör giriş havası basınçları, hava fazlalık katsayıları ve enjekte edilen buhar debileri) için elde edilen sonuçlar performans eğrileri şeklinde elde edilmiştir.

CGAM probleminde optimizasyon problemi lokal optimumların (30 MW güç ve 14 kg/sbuhar debisi için) bulunması şeklinde çözülürken burada hem CGAM (hava ısıtmalı) çevrimi hem de diğer üç çevrimin lokal ve global optimumları bulunmuştur. Çevrimlerin lokal ve global optimumlarını sağlayan çalışma şartları ve değerleri hem birbirleriyle hem de performans eğrileri ile karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu saptanmıştır.

Literatürde çevrimlerin belli bir güç için optimizasyonu yapılmakta bu da lokal optimumları vermektedir. Halbuki çevrimlerin çalışabilecekleri tüm çalışma şartları göz önüne alınarak optimumlar arandığında global optimumlar elde edilmektedir. Global optimumların bulunması tasarım aşaması için çok değerli veriler sağladığından temel tasarım aşamasının buna göre yapılması gerekmektedir. Literatürde global optimumların aranmamış olması ciddi bir eksikliklerdir. Ayrıca burada global maksimum verimin maksimum sıkıştırma oranlarında (hava ve yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevrimleri için) olması gerekmediği daha düşük sıkıştırma oranlarında da (yanma odası sıcaklığı kısıtı yüzünden) elde edilebileceği gösterilmiştir. Rekuperatör kullanmanın verimi artırdığı ancak maliyetleri de artırdığı görülmüştür.

Termoekonomik optimizasyonda hem maliyet denklemleri hem de çok ayrıntılı bir hesaplama yöntemi olan ihtiyaç duyulan gelir metodu ile ayrı ayrı optimizasyonlar yapılarak lokal ve global optimumlarını sağlayan çalışma şartları ve değerleri bulunmuştur. Bunun için hem maliyet denklemleri, hem de sistemlerin ve cihazlarının her türlü ekonomik değerleri CEPCI endeksi ile güncellenmiştir. Lokal optimumların bulunmasında termoekonomik optimizasyon hem sabit güç ve sabit buhar debisi (30 MW güç ve 14 kg/s buhar debisi) için, hem de sabit güç (30 MW) için yapılmıştır.

Maliyet denklemleri yöntemi ve maliyetin cihaz gücüne göre hesaplandığı yöntem birbirinden çok farklı optimum maliyetler bulmaktadır. Özellikle değişik hava yakıt oranlarında maliyet denklemleri yanlış olduğu açık olan sonuçlar vermektedir. Bu yüzden dikkatli bir şekilde kullanılmaları gerekmektedir.

Bu çalışma sonucunda, çevrimlerin yapılan analizlerinde yakıt hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin en yüksek verimi sağladığı ve en düşük maliyetlerin örnek çevrimde elde edildiği bulunmuştur. Ancak işletme şartlarında elektrik üretim maliyeti

en düşük nasıl sağlanabilirse o yolla üretim yapılması en doğru yoldur. Buhar fazlasının olduğu durumlarda yanma odasına buhar püskürtme işlemi yapılması ya da buhar ihtiyacının az olduğu durumlarda kompresör giriş havasına su püskürtme ile evaporatif soğutma yapılması düşünülebilir. Bunlardan başka işletmede atık ısı fazlası olması durumlarında absorpsiyonlu soğutma yapılması ya da bu ısının sıcaklığı yeterli ise kompresör çıkış havasının veya yanma odasına gönderilen yakıtın ısıtılmasında kullanılması yoluyla değerlendirilmesi yoluna gidilebilir. Elektrik ısı oranları kojenerasyon çevrimlerinde önemli olup tasarımda global optimumların göz önüne alınarak istenen oranların sağlanmaya çalışılması en doğru analiz tarzı olacaktır.

Dört adet çevrimin termoekonomik optimizasyonu belli güç ve buhar debisi (30 MW ve 14 kg/s buhar) için, belli bir güç (30 MW) için ve güç ve debi kısıtlaması olmadan, cihaz satın alma maliyetinin maliyet denklemlerine göre ve maliyet gücüne göre olmak üzere altı değişik durum için hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Cihaz satın alma maliyetinin maliyet denklemlerine göre hesaplandığı durumda belli güç ve buhar debisi için hava yakıt ısıtılmalı çevrim (0,09011 \$/kWh), belli bir güç için örnek çevrim (0,044 \$/kWh) ve güç ve debi kısıtlaması olmadan yine örnek çevrim (0,0432 \$/kWh) optimum maliyetleri sağlamaktadır. Cihaz satın alma maliyetinin cihazın gücüne göre hesaplandığı durumda ise belli güç ve buhar debisi için hava ısıtılmalı çevrim (0,12 \$/kWh), belli bir güç için örnek çevrim (0,0986 \$/kWh) ve güç ve debi kısıtlaması olmadan yine örnek çevrim için (0,0945 \$/kWh) optimum maliyet değerleri elde edilmiştir. Bununla birlikte bu dört farklı çevrimin tasarım farklarının ve eklenen her bir cihazın optimum değerler üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Bu analizlerin sonucunda hava yakıt ısıtılmalı çevrimin maksimum verimi ve örnek çevrimin minimum maliyeti sağladığı görülmüştür.

5.2. Sıfır Emisyonlu Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesislerinin Optimizasyon Sonuç ve Önerileri

Sıfır emisyonlu kojenerasyon çevrimleri literatürde mevcut olmadığından (ya da henüz bir çalışmaya rastlanmadığından) tüm sıfır emisyonlu güç çevrimleri yukarıda incelenmiştir. Oksi fuel, su ve Graz çevrimleri dışındaki çevrimler henüz geliştirilme aşamasında olduğundan ve büyük ölçekli denenmediklerinden bu güç çevrimlerinin kojenerasyon çevrimlerine dönüştürülmesi incelenmemiştir. Ancak oksi fuel, su ve Graz çevrimleri göz önüne alınarak, yeni bir sıfır emisyonlu kojenerasyon çevrimi

geliştirilmiş ve önerilmiş olup burada termodinamik optimizasyonu yapılmıştır. Şekil 4.59'da verilmiş olan sıfır emisyonlu rekuperatörlü gaz türbinli kojenerasyon çevriminde, iş akışkanı olarak karbondioksit ve su buharı (% 95,98 CO₂ + % 4,02 H₂O) kullanılmıştır. Bu çevrimin ısı gücü diğer kojenerasyon çevrimlerinden daha fazla olup, oksijen ayrıştırma ve egzozun sıvılaştırılmadan önce sıkıştırılması işleri çevrimden elde edilen işi düşürmektedir. Ancak bunu aşmak için yanma odasına elde edilen buharın bir kısmı enjekte edilerek elde edilen iş miktarı artırılabilir ya da ihtiyaca göre ayarlanabilir.

Bu çevrimin verimi en yüksek klasik kojenerasyon çevrimlerinden daha yüksek olup, (hava ısıtılmalı kojenerasyon çevriminde global maximum II.Kanun verimi 0,5791 iken bu çevrimde 0,65 civarındadır) bunun nedeni de CO₂'nin ve su buharının çevrimde yoğunlaştırılarak yoğunlaşma ısılarının geri kazanılmasıdır. Bu yüzden (yani CO₂'nin çevrimde yoğunlaşmasından dolayı) yakıtın üst ısı değeri tanımının da değişmesi ve yeniden hesaplanması gerekmektedir. Sıvılaştırılan karbondioksitin nasıl ve nerede güvenli bir şekilde depolanacağı ya da bertaraf edileceği sorunu halen tartışılmaktadır. Elektrik üretme maliyeti, iş akışkanı olarak CO₂ kullanan cihazlar henüz piyasaya sürülmediklerinden ve ticari talepleri olmadığından, daha yüksektir. Ancak emisyon vergileri ve çevre duyarlılığının artmasından dolayı geliştirilmesi ve kullanılması giderek önem kazanmaktadır. Kojenerasyon tesisi kuran ve üreten uluslar arası ölçekteki büyük firmaların iş akışkanı olarak CO₂ kullanan cihazlara yönelmeye başladıkları gözlenmektedir.

KAYNAKLAR

Alvarado, S., Gherardelli, C., "Exergoeconomic Optimization Of A Cogeneration Plant", **Energy** Vol:19 No:12, Elsevier Science Ltd. (1994).

Al-Fahed, S.F., Alasfour, F.N., Abdulrahim, H.K., "The Effect Of Elevated Inlet Air Temperature And Relative Humidity On Cogeneration Systems", **International Journal Of Energy Research**, 33;1384-1394, Wiley Interscience (2009).

Amel, A.A, Cadavid, F.J., "Influence Of The Relative Humidity On The Air Cooling Thermal Load In Gas Turbine Power Plant", **Applied Thermal Engineering** 22 1529-1533 Elsevier Science Ltd., (2002).

ASHRAE, "Cogeneration Systems And Engine And Turbine Drives", ASHRAE Systems And Equipment Handbook (SI), Chapter 7, **American society of Heating, Refrigerating and air conditioning Engineers** New York (2000).

Ashraf, M., B., "Effects Of Evaporative Inlet And Aftercooling On The Recuperated Gas Turbine Cycle", **Applied Thermal Engineering** 21, Elsevier Science Ltd., (2001).

Ballı, Ö., "Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji), Ve Ekserjoekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi", Doktora Tezi, **Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**, Eskişehir, (2008).

Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., "Thermal Design And Optimization", **Wiley Pub**, (1996).

Bolland, O., Mathieu, P., "Comparison Of Two CO₂ Removal Options In Combined Cycle Power Plants", **Energy Convers.Mgmt.**, 39 N:16, Elsevier Science Ltd., (1998).

Boyce, M.P., "Handbook For Cogeneration And Combined Cycle Power Plants" **Asme Press**, 42-220, (2002).

Büyüktür, A.H., "Termodinamik", **Birsen Yayınevi**, Cilt I-II. 4. Baskı, (2000).

Cerqueira, S.A.G., Nebra, S.A., "Cost Attribution Methodologies In Cogeneration Systems", **Energy Convers. Mgmt.**, 40, 1587-1597 Elsevier Science Ltd., (1999).

Chapra, C.S., Canale R.P./Heperkan, H., Kesgin, U., "Yazılım Ve Programlama Uygulamalarıyla Mühendisler İçin Sayısal Yöntemler", **Literatür Yayınları**, (2002).

Çengel, Y.A., Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", **Mc Graw Hill**, (2000).

Çetinkaya, S., "Gaz Türbinleri", **Nobel Yayın Dağıtım**, (1999).

Darde, A., Prabhakar, R., Tranier, J.P., Perin, N., "Air Separation And Flue Gas Compression And Purification Units For Oxy-Coal Combustion Systems" **Energy Procedia** 1, 527-534 Elsevier Science Ltd., (2009).

Digitalengineeringlibrary, "Handbook Of Mechanical Engineering Calculations, Part I Power Generation", www.digitalengineeringlibrary.com, 2006. (Ziyaret tarihi: Mayıs 2008).

Elhanan, A.E.M.E., "Cogeneration Of Electricity And Cooling By Gas Turbines", Doktora Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, (2006).

El-Sayed, Y.M., Gaggioli, R.A., "A Critical Review Of Second Law Costing Methods-I: Background And Algebraic Procedures", **ASME J. Energy Resour. Technol.**, 111 (1989).

Eriksson, S., vs. "Fuel-Rich Catalytic Combustion Of Methane In Zero Emissions Power Generation Processes", **Catalysis Today** 117, Elsevier Science Ltd., (2006).

Frangopoulos, C., "Application Of The Thermoeconomic Functional Approach To The CGAM Problem", **Energy** Vol:19 No:3, Elsevier Science Ltd., (1993).

Gou, C., Cai, R., Zhang, G., "An Advanced Zero Emission Power Cycle With Integrated Low Temperature Thermal Energy", **Applied Thermal Engineering**, Elsevier Science Ltd., (2006)

Hua, B., Chen, Q.L., Wang, P., "A New Exergoeconomic Approach For Analysis And Optimization Of Energy Systems", **Energy**, Vol:22 No:11, Elsevier Science Ltd., (1997).

Horlock, J.H., "Cogeneration-Combined Heat And Power (CHP)", **CRIEGER Pub.**, (1997).

Iantowski, E., Mathieu, P., "Highly Efficient Zero Emission CO₂-Based Power Plant", **Energy Convers. Mgmt.**, 37, Elsevier Science Ltd. (1997).

İ.T.Ü., "Türkiye'de Enerji ve Geleceği İTÜ Görüşü", www.itu.edu.tr, (Ziyaret tarihi: 10 Mayıs 2008).

Jaluria, Yogesh, "Design and Optimization of Thermal Systems", **CRC Press**, (2008).

Karaali, R., Öztürk İ., T., "Kojenerasyon Tesislerinin Değerlendirme Kriterleri", **I. Ege Enerji Sempozyumu Ve Sergisi**, Denizli, (2003).

Karaali, R., Öztürk İ., T., "Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Verimini İyileştirme Yöntemlerinin İncelenmesi", **I. Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli, (2007).

Karaali, R., Öztürk İ., T., "Güç Üreten Tesisin Kojenerasyon Sistemine dönüştürülmesi", **I. Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli, (2007).

Karaali, R., Öztürk İ., T., “Sıfır Emisyonlu Kojenerasyon Tesislerinin Mevcut Kojenerasyon Tesisleri İle Karşılaştırılması”, **II. Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli, (2009).

Karaali, R., Öztürk İ., T., “Kojenerasyon Tesislerinin Termodinamik Optimizasyonu”, **17. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi**, Sivas, (2009).

Karaali, R., Öztürk İ., T., “Buhar Püskürtmeli Kojenerasyon Çevrimlerinin Termoekonomik Performans Analizi”, **17. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi**, Sivas, (2009).

Kehlhofet, R., Bachmann, R., Nielsen, H., Warner, J., “Combined Cycle Gas Steam Turbine Power Plants”, **Penwell P.C.**, (1999).

Kim, S.M., Oh, S.D., Kwon, Y.H., Kwak, H.Y., “Exergoeconomic Analysis Of Thermal Systems”, **Energy** 23, No:5, Elsevier Science Ltd., (1998).

Kvamsdal, M., H., Jordal, K., Bolland, O., “A Quantative Comparison Of Gas Turbine Cycles With CO₂ Capture”, **Energy** 32, Elsevier Science Ltd., (2007).

Kwak, H.Y., Byun, G.T., Kwon, Y.H., Yang, H., “Cost Structure Of CGAM Cogeneration System”, **International Journal Of Energy Research.**, 28,1145-1158. Wiley Interscience. (2004).

Kwon, Y.H., Kwak, H.Y., Oh, S.D., “Exergoeconomic analysis Of Gas Turbine Cogeneration Systems”, **Exergy, An International Journal.**, 1 (1) 31-40 Elsevier Science Ltd., (2001).

Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., “SPECOC: A Systematic And General Methodology For Calculating Efficiencies And Costs In Thermal Systems”, **Energy** 31, 1257-1289 Elsevier Science Ltd., (2006).

Lazzaretto, A., Toffolo, A., Morandin, M., Spakovsky, M.R.V., “Criteria For The Decomposition Of Energy Systems In Local /Global Optimization”, **Energy** 35, 1157-1163 Elsevier Science Ltd., (2010).

Moran, J.M., Tsatsaronis, G., “The CRC Handbook Of Thermal Engineering”, **CRC Press LLC.**, 15-109, (2000).

Najjar, Y.S.H., “Comparison of Performance For Cogeneration Systems Using Single or Twin Shaft Gas Turbine Engines”, **Applied Thermal Engineering** v:17 No:2, Elsevier Science Ltd., (1996).

Öztürk, İ.T., Karabay, H., Bilgen, E., “Thermo-economic Optimization Of Hot Water Piping Systems: A Comparison Study”, **Energy** 31, 1758-1771, Elsevier Science Ltd., (2006).

Peters, M.S., Timmerhaus, K.D., West, R.E., “Plant Design And Economics For Chemical Engineers”, **Mc Graw Hill Chemical Engineering Series**, Fifth Edition, (2003).

Romeo, L.M., Bolea, I., Escosa, J.M., “Integration Of Power Plant And Amine Scrubbing To Reduce CO₂ Capture Costs”, **Applied Thermal Engineering** Elsevier Science Ltd., (2007).

Rosen, M.A., Dincer, I., "Exergy-Cost-Energy-Mass Analysis Of Thermal Systems And Processes", **Energy Convers. Mgmt.**, 44, 1633-1651, Elsevier Science Ltd., (2003).

Rosen, M.A., "A Concise Review Of Exergy-Based Economic Methods", **3rd IASME/WSEAS Int. Conf. On Energy & Environment**, University Of Cambridge, UK, (2008).

Slowinsky, G., "Some Technical Issues Of Zero-Emission Coal Technology", **I.J.Hydrogen Energy**, 31, Elsevier Science Ltd., (2006).

Spakovsky, M., "Application Of Engineering Functional Analysis To The Analysis And Optimization Of The CGAM Problem", **Energy**, Vol:19, No:3, Elsevier Science Ltd., (1993).

Tsatsaronis G., Moran, M.J., "Exergy Aided Cost Minimization", **Energy Convers. Mgmt.**, 38, Elsevier Science Ltd., (1997).

Tsatsaronis, G., "Thermoeconomic Analysis And Optimization Of Energy Systems", **Progress Energy Combustion Sci.**, Vol:19-3, Elsevier Science Ltd., (1993).

Valero, A., Torres, C., Lozano, M.A., "On The Unification Of Thermoeconomic Theories", **AES Vol:9 ASME Book**, (1989).

Vieira, L., S., Donatelli, J., L., Cruz, M.,E., "Integration Of An Iterative Methodology For Exergoeconomic Improvement Of Thermal Systems With A Process Simulator", **Energy Convers. Mgmt.**, 45 Elsevier Science Ltd., (2004).

Wang, F.J., Chiou, JS., "Performance Improvement For a Simple Cycle Gas Turbine GENSET-a Retrofitting Example", **Applied Thermal Engineering**, 22 Elsevier Science Ltd., (2002).

Wilkinson, B.W., Barnes, R.W., "Cogeneration Of Electricity And Useful Heat", **CRC Pres**, (1993).

Yörü, Y., "Kojenerasyon Sistemlerinde Yapay Sinir Ağları Uygulaması Ve Ekserji Analizi", Doktora Tezi, **Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**, Eskişehir, (2008).

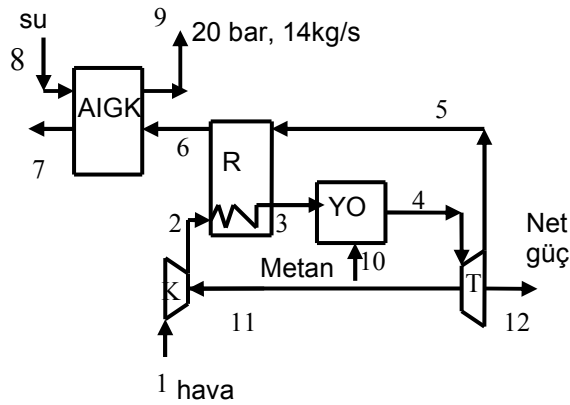
<http://www.nyethermodynamics.com/trader/outprice.htm> (Ziyaret tarihi: 15 Kasım 2008)

<http://www.ere.com.tr> (Ziyaret tarihi: 5 Şubat 2009)

EKLER

EK. A. Hava Isıtmalı Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisi Örnek Hesabı

Burada hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin örnek hesabı verilecektir. Bu tezde bulunan diğer tüm çevrimlerin hesaplamaları da bu örnekteki benzer şekilde yapılmıştır. Bu hesaplama için FORTRAN'da yazılan program kullanılmıştır.



Şekil EK.A.1: Örnek hesabı verilen hava ısıtmalı çevrim

Tablo EK.A.1: Hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin akış hatlarının bilinen bazı termodinamik özellikleri

Akış No	Madde	Debi Kg/s	Basınç kPa	Sıcaklık K	Diğer Bilinenler
1	Hava	91,3	101,3	298,15	$\eta_{izK} = \eta_{izT} = 0,86$ YO enerji kaybı = $0,02 \cdot \dot{U}_{ID}$ Komp.sık.oranı $r=10$
2	Hava	91,3	1013	-	
3	Hava	91,3	1013	850	
4	Egzoz	92,94	914,2324	-	
5	Egzoz	92,94	109,9	-	
6	Egzoz	92,94	106,603	-	
7	Egzoz	92,94	101,3	426	
8	Su	14	2000	298,15	
9	Buhar	14	2000	485,57	
10	Metan	1,64	1200	298,15	

-Kompresörlerin hesabı

Giren hava kütlesi

$$m_1 = 91.3 \text{ kg/s}$$

Giren havanın bileşiminin mol yüzdeleri

$$\text{Azot} = \text{azot} = 0.7748$$

Oksijen=oksi =0.2059

Karbondioksit=co2di =0.0003

Buhar=buh=0.019

Giren yakıt kütlesi

$m_y=1.64$ kg/s

Sıkıştırma oranı

$r=10.0$

giren havanın sıcaklığı ve basıncı

$P_0=1.013$ bar

$T_1=298.15$ K

$T_{1a}=T_1/1000.0$

$$h_1=(1000.0*(0.7748*(-9.982+30.418*(T_{1a})+2.544*((T_{1a})^{**2.0})/2.0+0.238/(T_{1a}))+0.2059*(-9.589+29.154*(T_{1a})+6.477*((T_{1a})^{**2.0})/2.0+0.184/(T_{1a})-1.017*(((T_{1a})^{**3.0}))/3.0))+0.0003*(-413.886+51.128*(T_{1a})+4.368*((T_{1a})^{**2.0})/2.0+1.469/(T_{1a}))+0.019*(-253.871+34.376*(T_{1a})+7.841*((T_{1a})^{**2.0})/2.0+0.423/(T_{1a}))))$$
$$h_1= -4714.634 \quad \text{kJ/kmol}$$

-Giren havanın entropisinin hesabı

$$s_1=0.7748*((16.203+30.418*\log(T_1)+2.544*(T_{1a})+0.238*((T_{1a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314*\log(0.7748*P_0))+0.2059*((36.116+29.154*\log(T_1)+6.477*(T_{1a})+0.184*((T_{1a})^{**(-2.0)})/2.0-1.017*((T_{1a})^{**2.0})/2.0)-8.314*\log(0.2059*P_0))+0.0003*((-87.078+51.128*\log(T_1)+4.368*(T_{1a})+1.469*((T_{1a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314*\log(0.0003*P_0))+0.019*((-11.750+34.376*\log(T_1)+7.841*(T_{1a})+0.423*((T_{1a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314*\log(0.019*P_0))$$

$s_1=199.2382 \quad \text{kJ/kmol K}$

$$s_{2s}-s_1=0=0.7748*\{s^0(T_{2s})-s^0(T_1)-R*\ln(P_2/P_1)\}_{N_2}+0.2059*\{s^0(T_{2s})-s^0(T_1)-R*\ln(P_2/P_1)\}_{O_2}+0.0003*\{s^0(T_{2s})-s^0(T_1)-R*\ln(P_2/P_1)\}_{CO_2}+0.019*\{s^0(T_{2s})-s^0(T_1)-R*\ln(P_2/P_1)\}_{H_2O}=0$$
$$0.7748*\{s^0(T_{2s})\}_{N_2}+0.2059*\{s^0(T_{2s})\}_{O_2}+0.0003*\{s^0(T_{2s})\}_{CO_2}+0.019*\{s^0(T_{2s})\}_{H_2O}=0.7748*(-191.61-8.314*\ln(10))+0.2059*(-205.146-8.314*\ln(10))+0.0003*(-213.794-8.314*\ln(10))+0.019*(-188.824-8.314*\ln(10))=213.494$$
$$=-20.16472189-30.2391574*\log(T_1)-0.0034549949*T_1-115382.85/T_1^{**2.0}-8.1560340*\log(r)+0.00000010470015*T_1^{**2.0}$$

Yukardaki denklem düzenlenirse ve sıcaklığa bağlı entropi denklemleri kullanılırsa kompresör izentropik çıkış sıcaklığı T_{2s} iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunacak hale getirilebilir.

$$\begin{aligned} & ((0.7748*(16.203+30.418*(\ln(T))+2.544*(T/1000)+0.238*((T/1000)**(-2))/2))+ \\ & 0.2059*(36.116+29.154*(\ln(T))+6.477*(T/1000)+0.184*((T/1000)**(-2))/2)-1.017 \\ & *(((T/1000)**2)/2)) +0.0003*(-87.078+51.128*(\ln(T))+ 4.368*(T/1000)+1.469* \\ & (((T/1000)**(-2))/2))+0.019*(-11.75+34.376*(\ln(T))+7.841*(T/1000)+ 0.423*((T / \\ & 1000)**(-2))/2))) =213.494 \end{aligned}$$

$$T_{2s}=562.356 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_{2s} &= (1000*(0.7748*(-9.982+30.418*T+2.544*(T**2)/2+0.238/(T))+ 0.2059*(-9.589+ \\ & 29.154 *T+6.477*(T**2)/2+0.184/T-1.017*(((T)**(3))/3))+0.0003*(-413.886+ 51.128* \\ & T+ 4.368*(T**2)/2 +1.469/T)+0.019*(-253.871+34.376*T+7.841*(T**2)/2+0.423/T))) \\ h_{2s} &= (-14656.15+30239.15740*T_{2s}+1727.49*T_{2s}**2.0+230.76/T_{2s}-69.8*T_{2s}**3.0) \\ h_{2s} &= 3293.279 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

-Kompresör çıkısındaki entalpi h_2 hesabı

$$h_2=h_1+(h_{2s}-h_1)/\eta_{izk}= -4714.634+(3293.279-(-4714.634))/0.86$$

$$h_2=4596.892 \text{ kJ/kmol}$$

Kompresör çıkış sıcaklığı T_2 iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\begin{aligned} & (1000*(0.7748*(-9.982+30.418*T+2.544*(T**2)/2+0.238/(T))+0.2059*(-9.589+ \\ & 29.154*T+6.477*(T**2)/2+0.184/T-1.017*(((T)**(3))/3))+0.0003*(-413.886+51.128*T \\ & +4.368*(T**2)/2+1.469/T)+0.019*(-253.871+34.376*T+7.841*(T**2)/2+0.423/T))= \\ & 4596.892) \end{aligned}$$

Bu denklem düzenlenirse (fx_4 sonsuz küçük kabul edilip $T_2=Xs_4$ alınıp Xs_2 'e değerler verilerek fx_2 farkı bulunana kadar iterasyon yapılır. Bakınız EK-1'deki bilgisayar programı)

$$\begin{aligned} fx_2 &= ((-h_2-14656.14350+0.00172749745*Xs_2**2.0+230765.7/Xs_2- \\ & 0.0000000698001*Xs_2**3.0)/(-30.23915740))-Xs_2 \end{aligned}$$

$$T_2=603.6462 \text{ K}$$

Standart havanın entalpisi tablolardan (25°C ve 1bar)

$$h_0 = -4714.634 \text{ kJ/kmol}$$

$$M_a = (\text{azot} \cdot 28.013) + (\text{oksi} \cdot 31.999) + (\text{buh} \cdot 18.015) + (\text{co2di} \cdot 44.011)$$

$$M_a = 28.64856 \text{ kg/kmol}$$

Giren havanın mol sayısı

$$n_a = m_1 / M_a = 91.3 / 28.64856 = 3.186897 \text{ kmol/s}$$

-Kompresör çıkış entropisi hesabı

$$s_2 = 0.7748 \cdot ((16.203 + 30.418 \cdot \log(T_2) + 2.544 \cdot (T_2/1000.0) + 0.238 \cdot ((T_2/1000.0)^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.7748 \cdot r \cdot P_0)) + 0.2059 \cdot ((36.116 + 29.154 \cdot \log(T_2) + 6.477 \cdot (T_2/1000.0) + 0.184 \cdot ((T_2/1000.0)^{-2.0}) / 2.0 - 1.017 \cdot ((T_2/1000.0)^{2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.2059 \cdot r \cdot P_0)) + 0.0003 \cdot ((-87.078 + 51.128 \cdot \log(T_2) + 4.368 \cdot (T_2/1000.0) + 1.469 \cdot ((T_2/1000.0)^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.0003 \cdot r \cdot P_0)) + 0.019 \cdot ((-11.750 + 34.376 \cdot \log(T_2) + 7.841 \cdot (T_2/1000.0) + 0.423 \cdot ((T_2/1000.0)^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.019 \cdot r \cdot P_0))$$

$$s_2 = 201.4702 \text{ kJ/kmol K}$$

Kompresör işi

$$W_{ko} = n_a \cdot (h_2 - h_1) = 3.186897 \cdot (4596.892 - (-4714.634)) = 29674.88 \text{ kW}$$

- Yanma odası hesabı

Rekuperatör çıkışındaki havanın entalpisi ve entropisi

$$T_3 = 850 \text{ K}$$

$$T_{3a} = T_3 / 1000.0$$

$$h_3 = (-14656.14350 + 30239.15740 \cdot T_{3a} + 1727.497450 \cdot (T_{3a})^2 + 230.7657000 / T_{3a} - 69.8001 \cdot (T_{3a})^3) \text{ kJ/kmol}$$

$$h_3 = 12523.88 \text{ kJ/kmol}$$

$$s_3 = 0.7748 \cdot ((16.203 + 30.418 \cdot \log(T_3) + 2.544 \cdot (T_{3a}) + 0.238 \cdot ((T_{3a})^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.7748 \cdot r \cdot P_0 \cdot 0.95)) + 0.2059 \cdot ((36.116 + 29.154 \cdot \log(T_3) + 6.477 \cdot (T_{3a}) + 0.184 \cdot ((T_{3a})^{-2.0}) / 2.0 - 1.017 \cdot ((T_{3a})^2) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.2059 \cdot r \cdot P_0 \cdot 0.95)) + 0.0003 \cdot ((-87.078 + 51.128 \cdot \log(T_3) + 4.368 \cdot (T_{3a}) + 1.469 \cdot ((T_{3a})^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.0003 \cdot r \cdot P_0 \cdot 0.95)) + 0.019 \cdot ((-11.750 + 34.376 \cdot \log(T_3) + 7.841 \cdot (T_{3a}) + 0.423 \cdot ((T_{3a})^{-2.0}) / 2.0) - 8.314 \cdot \log(0.019 \cdot r \cdot P_0 \cdot 0.95))$$

$$s_3 = 212.9027 \text{ kJ/kmol K}$$

-Giren yakıtın mol sayısı

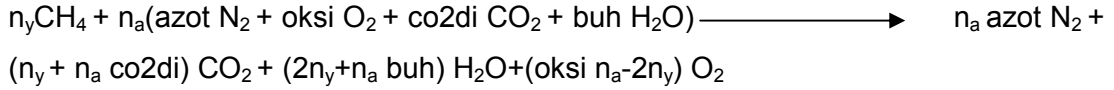
$$n_y = m_y / M_y = 1.64 / 16.043 = 0.1022253 \text{ kmol/s}$$

Yakıt hava oranı

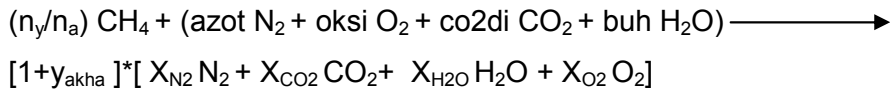
$$y_{akha} = n_y / n_a$$

Egzoz hava oranı

$$n_p / n_a = (n_a + n_y) / n_a = 1 + y_{akha}$$



Denklemin her iki tarafı n_a 'ya bölünürse



Yakıt hava oranı

$$y_{akha} = n_y / n_a = 0.1022253 / 3.186897 = 0.03207675$$

Egzoz gazı bileşenlerinin yüzde oranları

$$X_{N_2} = X_{N_2 \text{ hava}} / (1 + y_{akha}) = 0.7748 / (1 + 0.03207675) = 0.7507194$$

$$X_{CO_2} = (X_{CO_2 \text{ hava}} + y_{akha}) / (1 + y_{akha}) = (0.0003 + 0.03207724) / (1 + 0.03207675) = 0.031370476$$

$$X_{H_2O} = (X_{H_2O \text{ hava}} + 2 * y_{akha}) / (1 + y_{akha}) = (0.019 + 2 * 0.03207675) / (1 + 0.03207724) = 0.080569081$$

$$X_{O_2} = (X_{O_2 \text{ hava}} - 2 * y_{akha}) / (1 + y_{akha}) = (0.2059 - 2 * 0.03207675) / (1 + 0.03207675) = 0.1373411$$

$$E_{gmolsay} = n_a * 0.7748 + (n_y + n_a * 0.0003) + (2 * n_y + 0.019 * n_a) + (0.2157 * n_a - ((n_y + 0.0003 * n_a) + (n_y + 0.019 * n_a / 2)))$$

egzoz mol sayısı

$$E_{gmolsay} = 3.289123 \text{ kmol/s}$$

egzoz mol ağırlığı

$$E_{gmolagi} = ((n_a * 0.7748 * 28.013) + ((0.2157 * n_a - ((n_y + 0.0003 * n_a) + (n_y + 0.019 * n_a / 2)))) * 31.999) + ((n_y + n_a * 0.0003) * 44.011) + ((2 * n_y + 0.019 * n_a) * 18.015) / E_{gmolsay}$$

$$E_{gmolagi} = 28.25678 \text{ kg/kmol}$$

-Yanma odasına giren metanın entalpisi hesabı

Giriş sıcaklığı

$$T_{10}=298.15$$

$$T_{10a}=T_{10}/1000$$

$$h_{10}=(1000*(-81.242+11.933*T_{10a}+77.647*(T_{10a}^{**2.0})/2.0-0.142*(T_{10a}^{**(-1.0)})-18.414*(T_{10a}^{**3.0})/3.0))$$

$$h_{10}= -74871.97 \text{ kJ/kmol}$$

-Yanma odasına girişte metanın entropisi

$$s_{10}=(96.731+11.933*(\log(T_{10}))+77.647*T_{10a}-0.142*(T_{10a}^{**(-2.0)})/2.0-18.414*(T_{10a}^{**2.0})/2.0)$$

$$s_{10}=186.2537 \text{ kJ/kmol K}$$

Yanma odası egzoz çıkış entalpisi hesabında yanma odası işi sıfır olduğu için ve yanma odasından çevreye geçen ısı miktarı yakıt üst ısı değerinin %2'si olduğuna göre

$$Q_{CV}= -0.02n_f\ddot{U}ID=n_a(-0.02 \lambda \ddot{U}ID) \text{ olur.}$$

Yanma entalpisi, her bir mol yakıt için yanma işleminden çıkan ürünlerin entalpisinden yanmaya giren maddelerin entalpisinin farkıdır. Bu entalpiler yanmanın tam olduğu ve yanmaya giren ürünler ile çıkan ürünlerin aynı basınç ve sıcaklıkta olduğu kabulü ile hesaplanır. Eğer çıkan ürünlerdeki su buharı gaz olarak kabul edilirse alt ısı değeri (AID), su buharı sıvı olarak kabul edilirse de üst ısı değeri (ÜID) söz konusudur. Bu çalışmada metanın ÜID değeri

$$\ddot{U}ID= 890303.0 \text{ kJ/kmol}$$

alınmıştır.

-Yanma odası egzoz çıkış entalpisi

$$h_4=(-0.02*y_{akha}*\ddot{U}ID +h_3+y_{akha}*h_{10})/(1+y_{akha})$$

$$h_4 = (-0.02 \cdot 0.03207675 \cdot 890303.0 + 12523.88 + 0.03207675 \cdot (-74871.97)) / (1 + 0.03207675)$$

$$h_4 = 9254.227 \text{ kJ/kmol}$$

Yanma odası adyabatik alev sıcaklığını çıkış sıcaklığı kabul edip, T_4 iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunur.

$$1000 \cdot (0.7507 \cdot (-9.982 + 30.418 \cdot T + 2.544 \cdot (T^2)/2 + 0.238/T)) + 0.1373 \cdot (-9.589 + 29.154 \cdot T + 6.477 \cdot (T^2)/2 + 0.184/T - 1.017 \cdot ((T^3)/3)) + 0.0314 \cdot (-413.886 + 51.128 \cdot T + 4.368 \cdot (T^2)/2 + 1.469/T) + 0.0807 \cdot (-253.871 + 34.376 \cdot T + 7.841 \cdot (T^2)/2 + 0.423/T) = 9254.227$$

Bu denklem düzenlenirse (fx_4 sonsuz küçük kabul edilip $T_4 = Xs_4$ alınıp Xs_4 'e değerler verilerek fx_4 farkı bulunana kadar iterasyon yapılır. Bakınız EK-B)

$$fx_4 = ((-h_4 + 1000 \cdot XN_2 \cdot (-9.982 + 0.000001253 \cdot Xs_4^2 + 238.0/Xs_4) + 1000 \cdot XO_2 \cdot (-9.589 + 0.0000032385 \cdot Xs_4^2 + 184.0/Xs_4 - 0.00000000339 \cdot Xs_4^3) + 1000 \cdot XCO_2 \cdot (-413.886 + 0.000002184 \cdot Xs_4^2 + 1469.0/Xs_4) + 1000 \cdot XH_2O \cdot (-253.871 + 0.0000039205 \cdot Xs_4^2 + 423.0/Xs_4)) / (-30.418 \cdot XN_2 - 29.154 \cdot XO_2 - 51.128 \cdot XCO_2 - 34.376 \cdot XH_2O)) - Xs_4$$

$$T_4 = 1518.7 \text{ K}$$

-Yanma odası çıkışındaki entropi hesabı

$$T_{4a} = T_4 / 1000$$

$$s_4 = XN_2 \cdot ((16.203 + 30.418 \cdot \log(T_4) + 2.544 \cdot (T_{4a}) + 0.238 \cdot ((T_{4a})^{(-2.0)})/2.0) - 8.314 \cdot \log(XN_2 \cdot r \cdot P_0^{0.9025})) + XO_2 \cdot ((36.116 + 29.154 \cdot \log(T_4) + 6.477 \cdot (T_{4a}) + 0.184 \cdot ((T_{4a})^{(-2.0)})/2.0 - 1.017 \cdot ((T_{4a})^2)/2.0) - 8.314 \cdot \log(XO_2 \cdot r \cdot P_0^{0.9025})) + XCO_2 \cdot ((-87.078 + 51.128 \cdot \log(T_4) + 4.368 \cdot (T_{4a}) + 1.469 \cdot ((T_{4a})^{(-2.0)})/2.0) - 8.314 \cdot \log(XCO_2 \cdot r \cdot P_0^{0.9025})) + XH_2O \cdot ((-11.750 + 34.376 \cdot \log(T_4) + 7.841 \cdot (T_{4a}) + 0.423 \cdot ((T_{4a})^{(-2.0)})/2.0) - 8.314 \cdot \log(XH_2O \cdot r \cdot P_0^{0.9025}))$$

$$s_4 = 235.6655 \text{ kJ/kmol K}$$

- Gaz türbini hesabı

-Gaz türbini çıkışındaki entalpi hesabı

İzentropik genişleme olduğu için

$$s_{5s}-s_4=0=0.7507\{s^0(T_{5s})-s^0(T_4)-R\ln(P_5/P_4)\}_{N_2}+0.1373\{s^0(T_{5s})-s^0(T_4)-R\ln(P_5/P_4)\}_{O_2}+0.0314\{s^0(T_{5s})-s^0(T_4)-R\ln(P_5/P_4)\}_{CO_2}+0.0806\{s^0(T_{5s})-s^0(T_4)-R\ln(P_5/P_4)\}_{H_2O}=0$$

$$0.7507*(51.539+24.229*(\ln(1519))+10.521*1.52-0.18*((1.519**(-2))/2)-2.315*((1.519**(2))/2))+0.1373*(36.116+29.154*(\ln(1519))+6.477*1.519+0.184*((1.519**(-2))/2)-1.017*((1.519**(2))/2))+0.0314*(-87.078+51.128*(\ln(1519))+4.368*1.52+1.469*((1.519**(-2))/2))+0.0806*(-67.147+20.355*(\ln(1519))+109.198*1.519+2.033*((1.519**(-2))/2))$$

Hesapta kullanılacak değere s_{5izh} denirse

$$s_{5izh}=(-(X_{N_2}*(51.539+24.229*\log(T_4))+0.010521*T_4-90000.0/T_4**2.0-0.0000011575*T_4**2.0)+X_{O_2}*(36.116+29.154*\log(T_4)+0.006477*T_4+92000.0/T_4**2.0-0.0000005085*T_4**2.0)+X_{CO_2}*(-87.078+51.128*\log(T_4)+0.004368*T_4+734500.0/T_4**2.0)+X_{H_2O}*(-67.147+20.355*\log(T_4)+0.1091980*T_4+1016500.0/(T_4**2.0))-8.314*\log(1.099/(r*P_0*0.9025)))$$

$$s_{5izh} = -229.0082 \quad (\text{hesapta kullanılacak değer})$$

-Gaz türbini izentropik çıkış sıcaklığı

T_{5iz} iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunur.

$$(0.7507*(51.539+24.229*(\ln(T))+10.521*(T/1000)-0.18*((T/1000)**(-2))/2)-2.315*((T/1000)**(2))/2))+0.1372*(36.116+29.154*(\ln(T))+6.477*(T/1000)+0.184*((T/1000)**(-2))/2)-1.017*((T/1000)**(2))/2))+0.0314*(-87.078+51.128*(\ln(T))+4.368*(T/1000)+1.469*((T/1000)**(-2))/2))+0.0807*(-11.75+34.376*(\ln(T))+7.841*(T/1000)+0.423*((T/1000)**(-2))/2))-229.0082=0$$

$$T_{5iz}=917.22 \quad K$$

$$T_{s5a}=T_{5iz}/1000$$

-Gaz türbini izentropik çıkış entalpisi hesabı

$$T_{s5a}=T_{5iz}/1000$$

$$h_{5i}=1000 \cdot X_{N2} \cdot (-9.98+30.42 \cdot T_{s5a}+1.272 \cdot T_{s5a}^{**2.0}+0.24/T_{s5a})+1000 \cdot X_{O2} \cdot (-9.589+29.2 \cdot T_{s5a}+3.24 \cdot T_{s5a}^{**2.0}+0.184/T_{s5a}-0.339 \cdot T_{s5a}^{**3.0})+1000 \cdot X_{CO2} \cdot (-413.886+51.128 \cdot T_{s5a}+2.184 \cdot T_{s5a}^{**2.0}+1.469/T_{s5a})+1000 \cdot X_{H2O} \cdot (-253.871+34.376 \cdot T_{s5a}+3.9205 \cdot T_{s5a}^{**2.0}+0.423/T_{s5a})$$

$$h_{5iz}= -11834.29 \text{ kJ/kmol}$$

-Gaz türbini çıkış entalpisi hesabı

$$h_5= h_4- \eta_{izgt} \cdot (h_4-h_{5i})= 9254.227- 0.86 \cdot (9254.227-(-11834.29))$$

$$h_5= -8881.901 \text{ kJ/kmol}$$

-Gaz türbini çıkış sıcaklığı

T_5 iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunur.

$$1000 \cdot (0.7507 \cdot (-9.982+30.418 \cdot T+2.544 \cdot (T^{**2})/2+0.238/(T))+0.1373 \cdot (-9.589+29.154 \cdot T+6.477 \cdot (T^{**2})/2+0.184/T-1.017 \cdot ((T^{**3})/3))+0.0314 \cdot (-413.886+51.128 \cdot T+4.368 \cdot (T^{**2})/2+1.469/T)+0.0807 \cdot (-253.871+34.376 \cdot T+7.841 \cdot (T^{**2})/2+0.423/T)) = -8881.901$$

Veya

$$T_5= X_{s5}$$

$$fx_5=((h_5+1000 \cdot X_{N2} \cdot (-9.982+0.00000124 \cdot X_{s5}^{**2.0}+238.0/X_{s5})+1000 \cdot X_{O2} \cdot (-9.589+0.0000032385 \cdot X_{s5}^{**2.0}+184.0/X_{s5}-0.000000000339 \cdot X_{s5}^{**3.0})+1000 \cdot X_{CO2} \cdot (-413.886+0.000002184 \cdot X_{s5}^{**2.0}+1469.0/X_{s5})+1000 \cdot X_{H2O} \cdot (-253.871+0.0000039205 \cdot X_{s5}^{**2.0}+423.0/X_{s5}))/(-30.418 \cdot X_{N2}-29.154 \cdot X_{O2}-51.128 \cdot X_{CO2}-34.376 \cdot X_{H2O}))-X_{s5}$$

$$T_5=1004 \text{ K}$$

-Gaz türbini çıkışındaki entropi hesabı

$$T_{5a}=T_5/1000$$

$$s_5=X_{N2} \cdot ((16.203+30.418 \cdot \log(T_5)+2.544 \cdot (T_{5a})+0.238 \cdot ((T_{5a})^{**(-2.0))/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{N2} \cdot 1.099))+X_{O2} \cdot ((36.116+29.154 \cdot \log(T_5)+6.477 \cdot (T_{5a})+0.184 \cdot ((T_{5a})^{**(-2.0)))/2.0-1.017 \cdot ((T_{5a})^{**2.0})/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{O2} \cdot 1.099))+X_{CO2} \cdot ((-87.078+51.128 \cdot \log(T_5)+4.368 \cdot (T_{5a})+1.469 \cdot ((T_{5a})^{**(-2.0)))/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{CO2} \cdot 1.099))+X_{H2O} \cdot ((-$$

$$11.750+34.376*\log(T5) +7.841* (T5a) +0.423*((T5a)**(-2.0))/2.0)-8.314* \\ \log(XH2O*1.099)) \\ s_5=238.7223 \text{ kJ/kmol K}$$

Rekuperatör çıkış entalpisi

$$h_6=h_5-n_a*(h_3-h_2)/E_{gmolsay} = -8881.901-3.186897*(12523.88-4596.892)/3.289123 \\ h_6 = -16562.52 \text{ kJ/kmol}$$

Rekuperatör çıkış sıcaklığı

T₆ iterasyon ile aşağıdaki denklemden bulunur.

$$((-h_6+1000*XN2*(-9.982+0.000001245*Xs6**2.0+238.0/Xs6)+1000*XO2*(-9.589+ \\ 0.0000032385*Xs6**2.0+184.0/Xs6-0.000000000339*Xs6**3.0)+ 1000*XCO2*(- \\ 413.886+0.000002184*Xs6**2.0+1469.0/Xs6)+1000*XH2O*(-253.871+ \\ 0.0000039205*Xs6**2.0+423.0/Xs6))/(-30.418*XN2-29.154*XO2-51.128*XCO2- \\ 34.376*XH2O))-Xs6=0 \\ T_6= 778 \text{ K}$$

Rekuperatör çıkışındaki entropi

$$T_{6a}=T_6/1000 \\ s_6=XN2*((16.203+30.418*\log(T6)+2.544*(T6a)+0.238*((T6a)**(-2.0))/2.0)-8.314* \log \\ (XN2*1.099*0.97))+XO2*((36.116+29.154*\log(T6)+6.477*(T6a)+0.184*((T6a)**(- \\ 2.0))/2.0-1.017*((T6a)**2.0)/2.0)-8.314*\log(XO2*1.099*0.97))+XCO2*((-87.078+ \\ 51.128*\log(T6)+ 4.368*(T6a)+ 1.469*((T6a)**(-2.0))/2.0)-8.314*\log (XCO2 *1.099* \\ 0.97))+XH2O*((-11.750+ 34.376*\log(T6)+7.841*(T6a)+ 0.423*((T6a)**(-2.0))/2.0)- \\ 8.314*\log(XH2O*1.099*0.97)) \\ s_6= 230.2748 \text{ kJ/kmol K}$$

- Atık ısı geri kazanım cihazı hesabı

Atmosfere atılan egzozun entalpisi hesabı

Atmosfere atılan egzozun sıcaklığı aşağıdaki gibi malzeme şartlarından belirlendi.

$$T_7=426 \text{ K}$$

$$T_{7a}=T_7/1000$$

$$h_7=1000 \cdot X_{N_2} \cdot (-9.982+30.418 \cdot T_{7a}+1.273 \cdot T_{7a}^{**2.0}+0.238/T_{7a})+1000 \cdot X_{O_2} \cdot (-9.589+29.154 \cdot T_{7a}+3.2385 \cdot T_{7a}^{**2.0}+0.184/T_{7a}-0.339 \cdot T_{7a}^{**3.0})+1000 \cdot X_{CO_2} \cdot (-413.886+51.128 \cdot T_{7a}+2.184 \cdot T_{7a}^{**2.0}+1.469/T_{7a})+1000 \cdot X_{H_2O} \cdot (-253.871+34.376 \cdot T_{7a}+3.9205 \cdot T_{7a}^{**2.0}+0.423/T_{7a})$$

$$h_7= -27964.79 \text{ kJ/kmol}$$

Atmosfere atılan egzozun entropisi hesabı

$$s_7=X_{N_2} \cdot ((16.203+30.418 \cdot \log(T_7)+2.544 \cdot (T_{7a})+0.238 \cdot ((T_{7a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{N_2} \cdot 1.013))+X_{O_2} \cdot ((36.116+29.154 \cdot \log(T_7)+6.477 \cdot (T_{7a})+0.184 \cdot ((T_{7a})^{**(-2.0)})/2.0-1.017 \cdot ((T_{7a})^{**2.0})/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{O_2} \cdot 1.013))+X_{CO_2} \cdot ((-87.078+51.128 \cdot \log(T_7)+4.368 \cdot (T_{7a})+1.469 \cdot ((T_{7a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{CO_2} \cdot 1.013))+X_{H_2O} \cdot ((-11.750+34.376 \cdot \log(T_7)+7.841 \cdot (T_{7a})+0.423 \cdot ((T_{7a})^{**(-2.0)})/2.0)-8.314 \cdot \log(X_{H_2O} \cdot 1.013))$$

$$s_7= 211.2521 \text{ kJ/kmol K}$$

Atık ısı geri kazanım cihazındaki suyun hesabı

Suyun giriş sıcaklığı

$$T_8=298.15 \text{ K}$$

Atık ısı geri kazanım cihazına giren suyun entalpisi

$$h_8=((10.0^{**3.0}) \cdot (-289.932+20.355 \cdot T_{8a}+109.198 \cdot (T_{8a}^{**2.0})/2.0-2.033 \cdot T_{8a}^{**(-1.0)}))$$

$$h_8= -285828.4 \text{ kJ/kmol}$$

Atık ısı geri kazanım cihazına giren suyun entropisi

$$T_{8a}=298.15/1000$$

$$s_8=(-67.147+20.355 \cdot (\log(T_8))+109.198 \cdot T_{8a}-2.033 \cdot ((T_{8a})^{**(-2.0)})/2.0)$$

$$s_8=69.94991 \text{ kJ/kmol K}$$

Atık ısı geri kazanım cihazından çıkan buharın entalpisi

$$T_9=485.57 \text{ K}$$

$$h_9=((10.0^{**3.0})*(-289.932+20.355*T_9a+109.198*(T_9a^{**2.0})/2.0-2.033*T_9a^{**(-1.0)}))$$

$$h_9= -271361.8 \text{ kJ/kmol}$$

Atık ısı geri kazanım cihazından çıkan buharın entropisi

$$T_{9a}=485.57/1000$$

$$s_9=(-67.147+20.355*(\log(T_9))+109.198*T_9a-2.033*((T_9a)^{**(-2)})/2)$$

$$s_9=107.4673 \text{ kJ/kmol K}$$

Atık ısı geri kazanım cihazında ısıtılan suyun kütlesi hesabında suyun 20 bar basınçta girmesinden dolayı, denklemlerden elde edilen h_8 ve h_9 değerleri kullanılmamış bunun yerine tablolardan alınan değerler kullanılmıştır.(Denklemler basıncın değil sıcaklığın fonksiyonudur.)

$$m_{su}=E_{gmolsay}*(h_6-h_7)/(\underline{h_9}-\underline{h_8})= 3.289123 *(-16562.52-(-27964.79))/(2799.5-106.5)$$

$$m_{su} = 13.92627 \text{ kg/s}$$

Türbinden elde edilen elektrik miktarı

$$W_{urbinguc}=E_{gmolsay}*(h_4-h_5)-W_{ko}$$

$$W_{urbinguc} = 3.289123 *(9254.227-(-8881.901))-29674.88= 29977.08 \text{ kW}$$

Akış hatlarının enerji, fiziksel ve kimyasal ekserjilerinin hesabı

Tesisin ve cihazlarının enerji dengesi

Kompresöre giren enerji

$$KO_{enGir}=n_a*h_1+W_{ko}=3.186897*(-4714.634)+29674.88=14649.827 \text{ kW}$$

Kompresörden çıkan enerji

$$KO_{enCik}=n_a*h_2=3.186897*4596.892=14649.821 \text{ kW}$$

Rekuperatöre giren enerji

$$REK_{enGir} = n_a \cdot h_2 + E_{gmolsay} \cdot h_5 = 3.186897 \cdot 4596.892 + 3.289123 \cdot (-8881.901) \\ = -14563.844 \text{ kW}$$

Rekuperatörden çıkan enerji

$$REK_{enCik} = E_{gmolsay} \cdot h_6 + n_a \cdot h_3 = 3.289123 \cdot (-16562.52) + 3.186897 \cdot 12523.88 = -14563.849 \\ \text{ kW}$$

Yanma odasına giren enerji

$$YO_{enGir} = (n_y \cdot (-74872) + h_3 \cdot n_a) = (0.1022253 \cdot (-74872) + 12523.88 \cdot 3.186897) \\ YO_{enGir} = 32258.503 \text{ kW}$$

burada $n_y \cdot 0.02 \cdot \dot{U}ID = 0.1022253 \cdot 0.02 \cdot 890303.0 = 1820 \text{ kW}$ ısı kaybı göz önüne alındı.

Yanma odasından çıkan enerji

$$YO_{enCik} = E_{gmolsay} \cdot h_4 + YO_{kayi} = 3.289123 \cdot 9254.227 + 1820 \\ YO_{enCik} = 32258.291 \text{ kW}$$

Türbine giren enerji

$$TU_{enGir} = E_{gmolsay} \cdot h_4 = 3.289123 \cdot 9254.227 = 30438.29 \text{ kW}$$

Türbinden çıkan enerji

$$TU_{enCik} = E_{gmolsay} \cdot h_5 + W_{urbinguc} + W_{ko} = 3.289123 \cdot (-8881.901) + 29977.08 + 29674.88 \\ TU_{enCik} = 30438.29 \text{ kW}$$

Atık ısı geri kazanım cihazına giren enerji

$$ID_{enGir} = E_{gmolsay} \cdot (h_6 - h_7) = 3.289123 \cdot (-16562.52 - (-27964.79)) = 37503.46 \text{ kW}$$

Atık ısı geri kazanım cihazından çıkan enerji

$$ID_{enCik}=m_{su}*(\underline{h}_9-\underline{h}_8)=13.92627*(2799.5-106.5)=37503.44 \text{ kW}$$

$$W_{ko}=29674.88 \text{ kW}$$

$$W_{urbinguc}=29977.08 \text{ kW}$$

$$B_{10}=m_y*(890303.0/16.043)=1.64*(890303.0/16.043)=91011 \text{ kW}$$

Tesisin birinci kanun verimi

$$B_{irkaverim}=(W_{urbinguc}+(m_{su}*(\underline{h}_9-\underline{h}_8)))/Q_{BESLENEN}$$

$$B_{irkaverim}=(29977.08+(13.92627*(2799.5-106.5)))/(91011)=0.74145$$

Egzoz gazı hesabı

Su buharı dışındakilerin mol yüzdeleri

$$X_{dig}=1-X_{H_2O}=1-0.080569081=0.9194309$$

Buharın yoğuşan kısmı tablolardan hesaplanarak oran şeklinde hesaba katılmıştır.

Yoğuşan suyun mol yüzdesi

$$X_{yogsu}=0.050871462$$

$$X_{H_2Og}=X_{H_2O}-X_{yogsu}=0.080569081-0.050871462=0.0296976$$

Egzoz gazının h_0 entalpisi hesabı

$$h_{0ee}=X_{CO_2}*h_{0CO_2}^0+X_{H_2Og}*h_{0H_2Og}^0+X_{yogsu}*h_{0H_2O}^0$$

$$h_{0ee}=0.031370476*(-393521)+0.0296976*(-241856)+0.050871462*(-285829)$$

$$h_{0ee}=-34068.02 \text{ kJ/kmol}$$

Egzozdaki azotun, oksijenin, karbondioksitin ve su buharının karışım entropilerinin dahil edildiği durum için standart entropileri hesabı

$$s_{0N_2}=s_{0N_2}^0-8.314*\log(X_{N_2}/(1-X_{yogsu})*P_0)$$

$$s_{0N_2}=191.7-8.314*\log(0.750719/(1-0.050871462)*1.013)$$

$$s_{0N_2}=193.5423 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\begin{aligned}
s_{0O_2} &= s_{0O_2}^0 - 8.314 \cdot \log(X_{O_2} / (1 - X_{yogsu}) \cdot P_0) \\
s_{0O_2} &= 205.147 - 8.314 \cdot \log(0.1373400 / (1 - 0.050871462) \cdot 1.013) \\
s_{0O_2} &= 221.111 \text{ kJ/kmol K} \\
s_{0CO_2} &= s_{0CO_2}^0 - 8.314 \cdot \log(X_{CO_2} / (1 - X_{yogsu}) \cdot P_0) \\
s_{0CO_2} &= 213.794 - 8.314 \cdot \log(0.031370476 / (1 - 0.050871462) \cdot 1.013) \\
s_{0CO_2} &= 242.035 \text{ kJ/kmol K} \\
s_{0H_2Og} &= s_{0H_2Og}^0 - 8.314 \cdot \log(X_{H_2Og} / (1 - X_{yogsu}) \cdot P_0) \\
s_{0H_2Og} &= 188.84 - 8.314 \cdot \log(0.0296976 / (1 - 0.050871462) \cdot 1.013) \\
s_{0H_2Og} &= 217.5362 \text{ kJ/kmol K}
\end{aligned}$$

Egzoz gazinin s_{0ee} entropisi hesabı

$$\begin{aligned}
s_{0ee} &= X_{N_2} \cdot s_{0N_2} + X_{O_2} \cdot s_{0O_2} + X_{CO_2} \cdot s_{0CO_2} + X_{H_2Og} \cdot s_{0H_2Og} + X_{yogsu} \cdot s_{0su} \\
s_{0ee} &= 0.750719 \cdot 193.5423 + 0.13734 \cdot 221.111 + 0.031370476 \cdot 242.035 + 0.0296976 \cdot 217.5362 \\
&\quad + 0.050871462 \cdot 69.948 \\
s_{0ee} &= 193.21 \text{ kJ/kmol K}
\end{aligned}$$

Akışkanların fiziksel ekserjileri

$$\begin{aligned}
E_{1Ph} &= 0.0 \text{ kW} \\
E_{2Ph} &= m_1 \cdot (h_2 - h_0 - T_0 \cdot (s_2 - s_0)) / M_a \\
E_{2Ph} &= 91.3 \cdot (4596.89 - (-4714.634) - 298.15 \cdot (201.47 - 199.24)) / 28.649 \\
E_{2Ph} &= 27555.55 \text{ kW} \\
E_{3Ph} &= m_1 \cdot (h_3 - h_0 - T_0 \cdot (s_3 - s_0)) / M_a \\
E_{3Ph} &= 91.3 \cdot (12523.88 - (-4714.634) - 298.15 \cdot (212.9027 - 199.24)) / 28.649 \\
E_{3Ph} &= 41954.78 \text{ kW} \\
E_{4Ph} &= E_{gmolsay} \cdot (h_4 - h_{0e} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0ee})) \\
E_{4Ph} &= 3.289123 \cdot (9254.227 - (-34068.03) - 298.15 \cdot (235.6655 - 193.21)) \\
E_{4Ph} &= 100857 \text{ kW} \\
E_{5Ph} &= E_{gmolsay} \cdot (h_5 - h_{0e} - T_0 \cdot (s_5 - s_{0ee})) \\
E_{5Ph} &= 3.289123 \cdot (-8881.901 - (-34068.03) - 298.15 \cdot (238.7223 - 193.21)) \\
E_{5Ph} &= 38208 \text{ kW} \\
E_{6Ph} &= E_{gmolsay} \cdot (h_6 - h_{0e} - T_0 \cdot (s_6 - s_{0ee})) \\
E_{6Ph} &= 3.289123 \cdot (-16562.52 - (-34068.03) - 298.15 \cdot (230.2748 - 193.21)) \\
E_{6Ph} &= 21230 \text{ kW} \\
E_{7Ph} &= E_{gmolsay} \cdot (h_7 - h_{0e} - T_0 \cdot (s_7 - s_{0ee}))
\end{aligned}$$

$$E_{7Ph} = 3.289123 * (-27964.79 - (-34068.03) - 298.15 * (211.2521 - 193.21))$$

$$E_{7Ph} = 2381.3 \text{ kW}$$

Bejan ve diğ., (1996) kaynağından suyun giriş ve buharın çıkış fiziksel ekserjisi aynen alınır

$$E_{8Ph} = m_{su} * e_{su} = 13.92627 * 1.695 = 23.605 \text{ kW}$$

$$E_{9Ph} = m_{su} * e_{buh} = 13.92627 * 913.620975 = 12723.33 \text{ kW}$$

$$E_{10Ph} = n_y * \underline{R} * T_0 * (\log(P_{10})) = 0.1022253 * 8.314 * 298.15 * (\log(12.0)) = 629.6703 \text{ kW}$$

Akışkanların kimyasal ekserjileri

$$E_{1Ch} = E_{2Ch} = E_{3Ch} = 0.0 \text{ kW}$$

$$\text{Gazların mol oranı} = 1 - X_{yogsu} = 1 - 0.050871462 = 0.949$$

$$e_{4Chgaz} = 0.949 * ((X_{N2} / (1 - X_{yogsu})) * 639 + (X_{O2} / (1 - X_{yogsu})) * 3951 + (X_{CO2} / (1 - X_{yogsu})) * 14176 + (X_{H2Og} / (1 - X_{yogsu})) * 8636 + (8.314 * 298.15 * ((X_{N2} / (1 - X_{yogsu})) * \log(X_{N2} / (1 - X_{yogsu})) + (X_{O2} / (1 - X_{yogsu})) * \log(X_{O2} / (1 - X_{yogsu})) + (X_{CO2} / (1 - X_{yogsu})) * \log(X_{CO2} / (1 - X_{yogsu})) + (X_{H2Og} / (1 - X_{yogsu})) * \log(X_{H2Og} / (1 - X_{yogsu}))))))$$

$$e_{4Chgaz} = 108.8336 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{4Chsivi} = X_{yogsu} * 45.0 = 2.289 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{4Chtop} = e_{4Chgaz} + e_{4Chsivi} = 111.1228 \text{ kJ/kmol}$$

$$E_{4Ch} = (m_1 + m_y) * e_{4Chtop} / E_{gmolagi} = E_{5Ch} = E_{6Ch} = E_{7Ch} = 365.4965 \text{ kW}$$

$$e_{8Ch} = 45.0 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{9Ch} = 45.0 \text{ kJ/kmol}$$

$$E_{10Ch} = n_y * h_{10kim} = 0.1022253 * 824348 = 84269.20 \text{ kW}$$

$$E_1 = 0.0$$

$$E_2 = E_{2Ph} + E_{2Ch} = E_{2Ph} + 0 = 27554.5 \text{ kW}$$

$$E_3 = E_{3Ph} + E_{3Ch} = 41954 + 0 = 41954 \text{ kW}$$

$$E_4 = E_{4Ph} + E_{4Ch} = 100857 + 365.5 = 101222.5 \text{ kW}$$

$$E_5 = E_{5Ph} + E_{5Ch} = 38208 + 365.5 = 38573.5 \text{ kW}$$

$$E_6 = E_{6Ph} + E_{6Ch} = 21230 + 365.5 = 21595.5 \text{ kW}$$

$$E_7 = E_{7Ph} + E_{7Ch} = 2381.3 + 365.5 = 2746.8 \text{ kW}$$

$$E_8 = e_{8Ch} * m_{su} / 18.015 + E_{8Ph} = 45.0 * 13.92627 / 18.015 + 23.605 = 58.4 \text{ kW}$$

$$E_9 = e_{9Ch} * m_{su} / 18.015 + E_{9Ph} = 45.0 * 13.92627 / 18.015 + 12723.33 = 12758.1 \text{ kW}$$

$$E_{10} = E_{10Ch} + E_{10Ph} = 84269.20 + 629.6703 = 84898.88 \text{ kW}$$

$$Isilguc_2 = E_9 = 12758.1 \text{ kW}$$

$$Isilguc_1 = m_{su} * (\underline{h}_9 - \underline{h}_8) = 13.92627 * (2799.5 - 106.5) = 37503.44 \text{ kW}$$

$$E_{11}=W_{ko}=29674.88 \text{ kW}$$

Sistemin ve elemanlarının ekserji verimleri ve kayıpları

$$\text{Sistverimi}=(W_{\text{urbinguc}}+(E_9-E_8))/(E_{10})=(29977.08+(12758.1-58.4))/(84898.88)$$

$$\text{Sistverimi (ekserji verimi)} = 0.5027$$

Kompresör ekserji verimi

$$\eta_K=(E_2-E_1)/E_{11}=(27554.5-0)/29674.88=0.9285$$

Türbin verimi

$$\eta_T = E_{12}/(E_4-E_5-E_{11})= 29977.08/(101222.5-38573.5-29674.88)= 0.9091$$

Atık ısı geri kazanım cihazı ekserji verimi

$$\eta_{ID}=(E_9-E_8)/(E_6-E_7)=(12758.1-58.4)/(21595.5-2746.8)= 0.6738$$

Rekuperatör ekserji verimi

$$\eta_R=(E_3-E_2)/(E_5-E_6)=(41954-27554.5)/(38573.5-21595.5)= 0.8481$$

Yanma Odası ekserji verimi

$$\eta_{YO}=E_4/(E_3+E_{10})= 101222.5/(41954+84898.88)= 0.79795$$

Sistem ve elemanlarının ekserji kayıpları

Yanma Odasının ekserji kaybı

$$E_{kayo}=E_3+E_{10}-E_4 =41954+84898.88-101222.5=25630.38 \text{ kW}$$

Rekuperatördeki ekserji kaybı

$$E_{kayr}=(E_5-E_6)-(E_3-E_2)=(38573.5-21595.5)-(41954-27554.5)= 2578.5 \text{ kW}$$

Kompresördeki ekserji kaybı

$$E_{\text{kayk}} = E_1 + E_{11} - E_2 = 0 + 29674.88 - 27554.5 = 2120.38 \text{ kW}$$

Gaz türbinindeki ekserji kaybı

$$E_{\text{kayt}} = E_4 - E_{11} - E_5 - E_{12} = 101222.5 - 29674.88 - 38573.5 - 29977.08 = 2997.04 \text{ kW}$$

Atık ısı geri kazanım cihazındaki ekserji kaybı

$$E_{\text{kayld}} = (E_6 - E_7) - (E_9 - E_8) = (21595.5 - 2746.8) - (12758.1 - 58.4) = 6149 \text{ kW}$$

Tüm Sistemin ekserji kaybı

$$E_{\text{siskay}} = E_{\text{kayo}} + E_{\text{kayr}} + E_{\text{kayk}} + E_{\text{kayt}} + E_{\text{kayld}}$$

$$E_{\text{siskay}} = 25630.38 + 2578.5 + 2120.38 + 2997.04 + 6149 = 39475.3 \text{ kW}$$

Tablo EK.A.2: Hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin akış hatlarının hesaplanan bazı termodinamik özellikleri

Akış No	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kmol) (kJ/kg)	Entropi (kJ/kmolK) (kJ/kgK)	Fiziksel Ekserji (kW)	Kimyasal Ekserji (kW)	Toplam Ekserji (kW)
1	298.15	-4714,6	199,24	0	0	0
2	603.6	4596,9	201,5	27555,55	0	27555,5
3	850	12523,9	212,9	41954,78	0	41954,78
4	1518.7	9254,2	235,7	100857	365,49	101222,5
5	1004	-8881,9	238,7	38208	365,49	38573,5
6	778	-16562,5	230,3	21230	365,49	21595,5
7	426	-27964,8	211,3	2381,3	365,49	2746,8
8	298.15	<u>106,5</u>	<u>0.3674</u>	23,605	45	58,4
9	485.57	<u>2799,5</u>	<u>6.3409</u>	12723,33	45	12758,1
10	298.15	-74872	186,3	629,67	84269,2	84898,88
11	-	-	-	29674,88	-	29674,88
12	-	-	-	29977,08	-	29977,08
Sistemin I.Kanun verimi				0,74145		
Sistemin II.Kanun verimi				0,5027		

Tablo EK.A.3: Hava ısıtmalı kojenerasyon çevriminin ve cihazlarının giren çıkan ekserjileri

Cihaz	Cihaz Kapasitesi (kW)	Beslenen Ekserji (kW)	Çıkan Ekserji (kW)	Kayıp Ekserji (kW)
Kompresör	30000	29674,88	27555,5	2119,38
Rekuperatör	60000	66129	63550,28	2578,72
Yanma odası	130000	126853,66	101222,5	25631,16
Gaz türbini	60000	101222,5	98225,46	2997,04
Atık ısı geri kazanım cihazı	20000	21653,9	15504,9	6149
Sistem		84957,28	42735,18	42222,1

Rekuperatörlü sistemin ekonomik analizi

1) Toplam sermayenin hesabı ve tahmini

Sistemin ekonomik analizinde önce cihazların her birinin fiyatı bulunur ki bu işlem satıcılardan fiyat alarak, maliyet veri tabanlarından faydalanarak, maliyet eğrileri kullanılarak veya maliyet programları kullanılarak yapılabilir. Fiyatlar cihazların güçleri oranında değiştiği için bu değişim Bejan ve diğ. (1996) verdiği fiyatlar baz alınarak aşağıdaki formüle göre hesaplanmış, ve daha sonra <http://www.nyethermodynamics.com/trader/outprice.htm> adresindeki fiyat listesi ile karşılaştırılarak uygunluğu gaz türbini, kompresör ve yanma odası için saptanmıştır. Rekuperatör ve atık ısı geri kazanım cihazı için ise CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI) değerleri kullanılarak bugünkü fiyat değerleri elde edilmiştir. Burada cihazın hesaplanan gücü için aranan fiyatı $C_{fiyatı}$, $E_{ref.}$ gücü yani Bejan ve diğ. (1996) çevrimindeki cihazın gücü ile $C_{ref.}$ bu cihazın şimdiki fiyatı ve a katsayısı da (kaynak eksikliğinde 0.6 alınabilir) olmak üzere

$$C_{fiyatı} = C_{ref.} (E_{net}/E_{ref.})^a$$

Kompresör fiyatı, yanma odası fiyatı ve gaz türbini toplam fiyatları 30000 kWh elektrik ve 12750 kWh ısı gücü üretimi için Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 fiyatı 7812000 \$ ve CEPCI Cihaz Endeksi ile bugünkü değerini bulursak, 2008 değeri=1994 değeri x 2008CEPCI Cihaz Endeksi /1994CEPCI Cihaz Endeksi $C_{gkyo}=7812000*632.7/406.9=12147094$ \$ bulunur.

<http://www.nyethermodynamics.com/trader/outprice.htm> sitesinde TP&M firmasının FT4C-3F modeli 29810 kWh elektrik ve 10875 kWh ısı kapasitesinde olup fiyatı

5700000 \$ ve GE firmasının LM5000PD modeli 33350 kWh elektrik ve 9390 kWh ısı kapasitesinde olup fiyatı 13600000 \$ dır. Bejan ve diğ. (1996) verdiği modelin GE ürünü olduğu anlaşılmış olup 30000 kWh elektrik gücü için 2008 fiyatı yaklaşık 12233000 \$ bulunur. Burada bu değer 12200000 \$ olarak alınacaktır. Atık ısı geri kazanım cihazı, rekuperatör ve diğer fiyatlar için ise sadece CEPCI Ekipman (632.7/406.9), İşçilik, İnşaat ve Bileşik Endeksleri kullanılacaktır.

$$C_{\text{ref}} = C_{\text{ref5}} * 2008\text{CEPCI Cih. Endeksi} / 1994\text{CEPCI}$$

$$E_k.E = 936000.0 * 632.7 / 406.9 = 1455412 \$ \text{ bulunur.}$$

$$C_{\text{idref}} = C_{\text{idref5}} * 2008\text{CEPCICih. Endeksi} / 1994\text{CEPCI}$$

$$E_q.E = 1310000.0 * 632.7 / 406.9 = 2036955 \$ \text{ bulunur.}$$

$$C_{\text{digref}} = C_{\text{digref5}} * 2008\text{CEPCICih. Endeksi} / 1994\text{CEPCI}$$

$$E_q.E = 942000.0 * 632.7 / 406.9 = 1464741 \$ \text{ bulunur.}$$

Gaz Türbini fiyatı (yaklaşık)

$$C_{\text{gtkyo}} = C_{\text{ref.gt}} * (E_{\text{netgt}} / E_{\text{refgt}})^a = 12200000 * ((29674.88 + 29977.08) / 59690.0)^{0.7}$$

$$C_{\text{gtkyo}} = 12199733. \$$$

Rekuperatör fiyatı (yaklaşık)

$$C_{\text{re}} = C_{\text{ref.re}} * (E_{\text{netre}} / E_{\text{refre}})^a = 1455412 * ((41954 - 27554) / 14400.0)^{0.6} = 1452600 \$$$

Atık ısı geri kazanım cihazı fiyatı

$$C_{\text{id}} = C_{\text{ref.id}} * (E_{\text{netid}} / E_{\text{refid}})^a = 2036955.0 * ((12758 - 58) / 12764.0)^{0.75}$$

$$C_{\text{id}} = 2037273 \$$$

Diğer ekipmanların fiyatı Bejan ve diğ. (1996) verdiği değer gibi CEPCI Ekipman endeksi kullanılarak alınmıştır.

$$C_{\text{dig}} = C_{\text{digref}} = 1464741 \$$$

Toplam satın alınan ekipmanların fiyatı

Burada ki değerler Bejan ve diğ. (1996) verdiği gibi alınmıştır.

$$C_{ekip} = C_{re} + C_{gtkyo} + C_{id} + C_{dig}$$

$$C_{ekip} = 1452681 + 12199733 + 2037273 + 1464741 = 17154428 \text{ \$}$$

Ekipmanların kurulum fiyatı,

$$C_{kurul} = C_{ekip} * 0.33 = 17154428 * 0.33 = 5660962 \text{ \$}$$

Borulama fiyatı,

$$C_{boru} = C_{ekip} * 0.35 = 17154428 * 0.35 = 6004050 \text{ \$}$$

Tesis ölçüm ve kontrol ekipmanı fiyatı,

$$C_{olckon} = C_{ekip} * 0.12 = 17154428 * 0.12 = 2058531. \text{ \$}$$

Elektrik malzeme-ekipmanı fiyatı,

$$C_{elekmal} = C_{ekip} * 0.13 = 17154428 * 0.13 = 2230076. \text{ \$}$$

Toplam kurulum ve ekipman fiyatı

$$C_{topekip} = C_{ekip} + C_{kurul} + C_{boru} + C_{olckon} + C_{elekmal}$$

$$C_{topekip} = 17154428 + 5660962 + 6004050 + 2058531 + 2230076 = 33108046 \text{ \$}$$

Arsa fiyatı, Bejan ve diğ. (1996) verdiği değer CEPCI Buildings endeksi kullanılarak bugüne uyarlanıp alınmıştır.

$$C_{arsa} = 500000 * 479.1 / 353.8 = 677077 \text{ \$}$$

Toplam alt ve üst (arazi dahil) inşaat fiyatı Bejan ve diğ. (1996) verdiği değer gibi alınmıştır.

$$C_{altyapi} = C_{ekip} * 0.21 + C_{arsa} = 17154428 * 0.21 + 677077 = 4279507 \text{ \$}$$

Toplam servis faaliyet fiyatı,

$$C_{serv}=C_{ekip}*0.35=17154428*0.35= 6004050. \$$$

Toplam direkt kurulum fiyatı

Burada ki değerler Bejan ve diğ. (1996) verdiği gibi alınmıştır.

$$C_{topdir}=C_{topekip}+C_{altyapi}+C_{serv}=33108046+ 4279507+6004050= 43391604 \$$$

Toplam mühendislik fiyatı,

$$C_{muh}=C_{topdir} *0.08= 43391604*0.08= 3471328 \$$$

Toplam inşaat vs. fiyatı,

$$C_{inskar}=C_{topdir} *0.15=43391604*0.15= 6508741 \$$$

Ara toplam

$$C_{topkes}=C_{topdir}+C_{muh}+C_{inskar}= 43391604+3471328+6508741= 53371672 \$$$

Öngörüleemeyen masraflar, Bejan ve diğ. (1996) verdiği değer alınmıştır.

$$C_{tesa}=C_{topkes} *0.15 = 53371672*0.14999= 8000000 \$$$

Toplam kuruluş sermayesi

$$C_{topkurser}=C_{tesa}+C_{topkes}=8000000+53371672= 61371672 \$$$

Yıllık yakıt masrafı,

Güç üretimi için yakıt maliyetleri (US Energy Nominal prices June 2008 Power Generation Fuel Cost) doğal gaz için 1000000 Btu= 10\$ olup buradan 1055056 kJ =10 \$ ve

$C_{yakıt}=10\$/1055.056MJ=0.009478169 \$/ MJ$ olur. Ancak 2009 yılı sonu itibarıyla yakıt fiyatları % 50 civarında düştüğünden 0.0045 \$/ MJ olarak alınacaktır.

$$C_{yilyak}=m_y*(C_{yakıt}(\$/MJ)* AID(MJ/kg)*çalışt_{süresi}(h/yıl)*3600.0)$$

$$C_{yilyak} = 1.64*(0.0045*50.01*7446.0*3600.0) = 9893244. \$$$

$$C_{yilyakref} = 1.64*(0.0045*50.01*7446.0*3600.0) = 9893244. \$$$

Toplam tesis faaliyet sermayesi,

$$C_{tesfaalser}=C_{topkurser}-C_{arsa} = 61377424-677077= 60700347 \$$$

Devreye alma masrafı, CEPCI İnşaat İşçiliği Endeksi ile Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 yılına ait değerler 2008 yılı başı değerlerine (314/272.9 ile çarpılarak) çevrilmiştir. Kojenerasyon sisteminin % 85 kapasite yani yılda 8760 saatin 7446 saatinde çalışacağı varsayılarak, bu işte 30 işçi ve işçi saati

28\$*314/272.9= 32.2 \$/h ücretle ve her işçinin yılda 2080 saat çalıştırılacağı kabulü ile tam yükte çalıştırma masrafı= $C_{tamyükref5}$ *CEPCI08/CEPCI94

$$C_{tamyükref}=\text{tam yükte çalıştırma masrafı} = 350000*314/272.9= 402712 \$$$

$$C_{tambakref}=\text{tamir bakım masrafı} = C_{tambakref5}*CEPCI08/CEPCI94=3800000\$*314/272.9$$

$$C_{tambakref} = 4372298 \$ \text{ ve}$$

$$30*2080*32.2=2009280 \$ \text{ yıllık işçilik masrafının ortaya çıkacağı görülmektedir.}$$

Yakıt miktarı ile oranlanırsa

$$C_{devalma}=(m_y/m_{yref})*(C_{tambakref}/12+C_{tamyükref}*0.85/12+C_{yilyakref}/52.0+$$

$$C_{tesfaalserref}*0.02/ 1000000.0)$$

$$C_{devalma}=(1.64/1.64)*(4372298/12+402712*0.85/12+9893244/52.0+1.214007*1000000.0)$$

$$C_{devalma} = 1797145 \$$$

Yıllık işçilik masrafı,

$$C_{iscilik}=(m_y/m_{yref})*2080.0*32.2*30.0=(1.64/1.64)*2080.0*32.2*30.0$$

$$C_{iscilik} = 2009280 \$$$

Çalışma Sermayesi

$$C_{calser}==(C_{yilyak}/6+(m_y/m_{yref})*C_{iscilik}/4)*1.25$$

$$C_{calser} = (9893244/6+(1.64/1.64)*2009280/4)*1.25 = 2688992 \$$$

Kuruluştaki fon maliyeti, Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 yılındaki değerler CEPCI Bileşik endeksi ile 2008 yılı başı değerlerine (530.7/368.1 ile çarpılarak) çevrilmiştir.

$$C_{\text{fon}} = (m_y / m_{y\text{ref}}) * C_{\text{fonref5}} * \text{CEPCI08} / \text{CEPCI94}$$

$$C_{\text{fon}} = (1.64/1.64) * 3355000 * 530.7/368.1 = 4836997 \$$$

Diğerlerinin toplamı

$$C_{\text{digtop}} = C_{\text{devalma}} + C_{\text{calser}} + C_{\text{fon}} = 1797145 + 2688992 + 4836997 = 9323134 \$$$

Toplam sermaye miktarı

$$C_{\text{TOPL}} = C_{\text{topkurser}} + C_{\text{digtop}} = 61377424 + 9323134 = 70700558 \$$$

2) Ayrıntılı maliyet hesabı için ekonomik, finansal, çalışma ve pazar girdi parametrelerinin belirlenmesi

Belli bir ömrü olan bir tesis ekonomik ömrü içerisinde hisse senetlerinin ve borçların geri ödenmesini sağlaması gerekmektedir. Burada gereken sermayenin % 50 borç, % 15 hisse satışı ve % 35 hisse senetleri ile elde edileceği ve geri ödemenin sırasıyla her yıl %10 borca, % 11.7 hisse sahiplerine ve % 15 hisse senetleri sahiplerine yapılacağı varsayılırsa, yıllık geri ödemenin

$$(0.10)(0.50) + (0.117)(0.15) + (0.15)(0.35) = 0.12 \text{ (\%12)}$$

Oranı ile yapılması gerektiği ortaya çıkar. Yıllık tamir bakım masrafı, Bejan ve diğ. (1996) belirttiği gibi toplam sermaye miktarının % 10'u olarak alınmıştır.

$$C_{\text{tambakim}} = C_{\text{TOPL}} / 10 = 73191133 / 10 = 7319113 \$$$

Yıllık amortisman masrafı,

$$C_{\text{tamorti}} = C_{\text{tambakim}} + C_{\text{TOPL}} / 20 = 7319113 + 73191133 / 20 = 10978670 \$$$

Yıllık tamir bakım ve yakıt masrafı,

$$C_{yilgider}=C_{yilyak}+C_{tamorti}=9893244+10978670= 20871914 \text{ \$}$$

2012 YILINA getirilmiş yıllık yakıt masrafı hesabında anapara $C_{anapara}$, yıl sayısı n , yıllık yakıt artış oranı r olmak üzere dönem sonu anapara

$$C_{anapara\text{dö.sonu}}=C_{anapara}*(1+r)^n$$

olmak üzere yıllık enflasyon 0.05 ve yakıt için artış oranı 0.06 olmak üzere

$$C_{yilyak12}=C_{yilyak}*((1+r)^n)=9893244*(1.06^{4.0})= 12489992 \text{ \$}$$

2011 YILI ortasına getirilmiş yıllık devreye alma masrafı

$$C_{devalma11}=C_{devalma}*((1+r)^n)=1797145*(1.05^{3.0})= 2080420 \text{ \$}$$

2011 YILI sonuna getirilmiş yıllık çalıştırma sermayesi

$$C_{calser12}=C_{calser}*((1+r)^n)=2688992*(1.05^{3.5})= 3189716 \text{ \$}$$

2010-2011 YILI ortasına getirilmiş Toplam tesis faaliyet SERMAYESİ, Bejan ve diğ. (1996) açıkladığı gibi tesis faaliyet sermayesinin % 40'ı 2010 yılına ve % 60'ı da 2011 yılına getirilerek hesaplanır.

$$C_{tesfaalser110}=C_{tesfaalser}*0.4*((1+r)^n)+C_{tesfaalser}*0.6*((1+r)^n)$$

$$C_{tesfaalser110}=60700347*0.4*(1.05^2)+60700347*0.6*(1.05^3)= 68929792 \text{ \$}$$

2011 YILI sonuna getirilmiş kuruluştaki fon ve vergi aslında 2011 sonunda tahakkuk ettiğinden kuruluş tarihindeki değer 1.486 civarında iskonto edilmesi ile bulunmuştu. Bu yüzden iskonto değeri 1.486 alınmıştır.

$$C_{fon11}=C_{fon}*iskonto=4836997*1.486= 7187778\$$$

Genel toplam tesis kurulum sermayesi

$$C_{gentop}=C_{fon11}+C_{tesfaalser110}+C_{calser12}+C_{arsa}*((1+r)^n)+C_{devalma11}$$

$$C_{gentop}=7187778 + 68929792+5894404+677077*(1.05^{1.5})+ 2080420=84820881 \$$$

3) İhtiyaç duyulan toplam gelirin hesaplanması

Gelir-gider hesabı

Cari fiyatlarla 20 Yıllık yakıt masrafı hesabı sermaye geri kazanım faktörü (CRF) formülünden bulunur. i_{eff} yıllık efektif geri dönüş oranı, n yıl sayısı, P paranın şu andaki değeri ve A ise yıllık geri dönüş taksitleri olmak üzere

$$CRF=A/P= i_{eff} * (1+i_{eff})^n / ((1+i_{eff})^n - 1) = 0.12 * (1+0.12)^{20} / ((1+0.12)^{20} - 1) = 0.13388$$

Burada i_{eff} yıllık efektif geri dönüş oranı, %50 borç ,%15 hisse sahiplerine ve %35 hisse senedi sahiplerine, geri dönüş oranları da sırasıyla %10, %11.7, %15 olmak üzere

$$i_{eff}=(0.10)*(0.50)+(0.117)*(0.15)+(0.15)*(0.35)=0.12$$

Ayrıca k_f katsayısı, r_n nominal eskalasyon oranı (enflasyon ve maliyet artışları dahil) olmak üzere şu şekilde bulunur.

$$k_f=(1+r_n)/(1+i_{eff})=(1+0.06)/(1+0.12)=0.94643$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık yakıt masrafı

$$C_{yilyaktop}=C_{yilyak12} * k_f * (1.0- k_f^n) * CRF / ((1- k_f) * (1+r_n))$$

$$C_{yilyaktop} = 12489992 * 0.94643 * (1.0-0.94643^{20.0}) * 0.13388 / ((1-0.94643) * 1.06)$$

$$C_{yilyaktop} = 18603768 \$$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık tamir bakım masrafı için önce k_{om} katsayısı bulunur. Bunun için tamir bakım masraflarının yıllık % 5 oranında arttığı kabul edilerek

$$k_{om}=(1+r_n)/(1+i_{eff})=(1+0.05)/(1+0.12)=0.9375$$

Tamir bakım işlemi kurulumdan 1.5 yıl sonra başlayacağı hesabıyla

$$C_{tambakimtop}=C_{tambakim} * (1+0.05)^{1.5} * k_{om} * (1.0- k_{om}^{**n}) * CRF / ((1- k_{om}) * (1+r_n))$$

$$C_{tambakimtop} = 7319113 * ((1 + 0.05)^{(1.5)}) * 0.9375 * (1.0 - 0.9375^{20.0}) * 0.13388 / ((1 - 0.9375) * 1.05)$$

$$C_{tambakimtop} = 10918498 \$$$

Cari fiyatlarla 20 yıllık diğer masraflar iki türlü bulunabilir

$$C_{digtop} = C_{gelyil} - C_{yilyaktop} - C_{tambakimtop}$$

Ancak C_{gelyil} değerinden önce C_{digtop} hesaplanması gerektiğinden aşağıdaki formül kullanıldı. (Bejan ve diğ. (1996) verdiği 1994 yılındaki değerler CEPCI (Composite) endeksi ile 2008 yılı başı değerlerine (530.7/368.1 ile çarpılarak) çevrilmiştir)

$$C_{gentopref} = 53490000.0 * 530.7 / 368.1 = 77118020 \$$$

$$C_{digtopref} = 9476000.0 * 530.7 / 368.1 = 13661813$$

$$C_{digtop} = (C_{gentop} / C_{gentopref}) * C_{digtopref} = (85064528 / 77118020.0) * 13661813 = 15069574 \$$$

Tesisin giderleri karşılamak için getirmesi gereken gelir

$$C_{gelyil} = C_{yilyaktop} + C_{tambakimtop} + C_{digtop} = 18603768 + 10918498 + 15069574 = 44591840 \$$$

4) Ürün maliyetinin bugünkü değerlerle hesaplanması

Üretilen buharın fiyatı ABD’de şehirden şehre değişmekte olup fiyatlar geniş bir aralıkta seyretmektedir. Bunun sebebi buharın yerel bir ürün olması, yani üretildiği yerde veya yakınlarında tüketilmesi gerektiği ve uluslararası pazarda taşıma ve bekletme zorluğundan dolayı pazarlanamamasıdır. Bu yüzden bir ülkenin içinde bile şehirden şehire değişik fiyatlar oluşmakta ve özellikle atık ısının (termik santrallerin, jeotermal kaynakların veya doğalgazdan daha ucuz olan kömür linyit gibi ucuz yakıtların bol olduğu) kullanıldığı şehirlerde ucuz, olmayan şehirlerde pahalıdır. Burada makul bir maliyet ve kar payı ile piyasa fiyatının 4 c/kg olarak alınmasının daha doğru ve piyasa şartlarına ve fiyatlarına uygun olacağı görülmüştür.) Üretilen buharın geliri C_{buhf} buhar fiyatı olmak üzere

$$C_{buhgel} = C_{buhf} * m_{su} * 3600.0 * 7446.0 = 0.04 * 13.99851 * 3600.0 * 7446.0 = 15009538 \$ / yıl$$

$$C_{buhgel12} = C_{buhgel} / ((1 + r)^n) = 15009538 / (1.05^{3.0}) = 12965803 \$ / yıl$$

Üretilen elektriğin maliyeti

$$C_{\text{elektrmal}} = (C_{\text{gelyil}} - C_{\text{buhgel}}) / (7446.0 \cdot B12) = (44591840 - 15009538) / (7446.0 \cdot B12)$$

$$C_{\text{elektrmal}} = 0.1324 \text{ \$/kWh}$$

Bu fiyat U.S. Energy Nominal Prices Energy Information Administration/short term energy Outlook –June 2008 (endüstriyel sektör için 7 c/kWh, ticari sektör için 10.5 c/kWh, konutlar için 11.5 c/kWh civarında) ile uyumludur. Üretilen buharın olması gereken yıllık geliri karşılama oranı

$$C_{\text{karsil}} = C_{\text{buhgel}} / C_{\text{gelyil}} = 15009538 / 44591840 = 0.3366$$

Tesisin termoeconomisi

Konvansiyonel sistem için maliyet dengesi sürekli hal durumunda çalışmada tüm sistem için $C_{\text{ürüntop}}$ sistemin ürün maliyeti, C_{yaktop} yakıt maliyeti, $Z_{\text{top}}^{\text{YM}}$ yatırım maliyeti, $Z_{\text{top}}^{\text{TB}}$ tamir bakım maliyeti olmak üzere şu şekilde yazılabilir.

$$C_{\text{ürüntop}} = C_{\text{yaktop}} + Z_{\text{top}}^{\text{YM}} + Z_{\text{top}}^{\text{TB}} = C_{\text{yaktop}} + Z$$

Burada $Z_{\text{top}}^{\text{YM}}$ ve $Z_{\text{top}}^{\text{TB}}$ yıllık değerlerin yılda çalışılan saat ya da saniye değerine bölünmesi ile bulunur.

2011 YILI sonuna getirilmiş giderlerin hesabı şöyle yapılır.

Cari fiyatlarla 10 yıllık yakıt masrafı

$$CRF = A/P = i_{\text{eff}} \cdot (1 + i_{\text{eff}})^n / ((1 + i_{\text{eff}})^n - 1) = 0.12 \cdot (1 + 0.12)^{10} / ((1 + 0.12)^{10} - 1) = 0.17698$$

$$C_{\text{yilyaktop11}} = C_{\text{yilyak12}} \cdot k_f \cdot (1.0 - k_f^{**n}) \cdot CRF / ((1 - k_f) \cdot (1 + r_n))$$

$$C_{\text{yilyaktop11}} = 12489992 \cdot 0.94643 \cdot (1.0 - 0.94643^{**10.0}) \cdot 0.17698 / ((1 - 0.94643) \cdot 1.06)$$

$$C_{\text{yilyaktop11}} = 15598545 \text{ \$}$$

Ancak programda gereksiz ayrıntıdan kurtulmak için bu sabit değerler yerine bir sabit katsayı kullanılmıştır. 2011 YILI sonuna getirilmiş tamir bakım giderleri

$$C_{\text{tambakimORT}} = C_{\text{tambakim}} \cdot ((1 + 0.05)^{**}(1.5)) \cdot k_{\text{om}} \cdot (1.0 - k_{\text{om}}^{**n}) \cdot CRF / ((1 - k_{\text{om}}) \cdot (1 + r_n))$$

$$C_{\text{tambakimORT}} = 7319113 * ((1+0.05)^{(1.5)}) * 0.9375 * (1.0 - 0.9375^{10.0}) * 0.17698 / ((1 - 0.9375) * 1.05)$$

$$C_{\text{tambakimORT}} = 9470933 \$$$

$$C_{\text{digtop11}} = C_{\text{digtop}} * 1.111 = 15069574 * 1.111 = 16742296 \$$$

$$C_{\text{buhgel12}} = C_{\text{buhgel12}} / 1.2023 = 12965803 / 1.2023 = 10784166 \$$$

Burada gaz türbini, yanma odası ve kompresörün toplam fiyatları 12200000 \$ alınmış olup, Bejan ve diğ. (1996) verdiği fiyatların sırasıyla 3739000 \$, 338000 \$ ve 3735000 \$ olup toplamı 7812000 \$ etmekte ve toplamdaki oranları sırasıyla % 47.8623, % 4.3267 ve % 47.811 olmaktadır. Buna göre toplamı 12200000 \$ olan gaz türbini, yanma odası ve kompresörün fiyatlarını bulmak için Bejan ve diğ. (1996) verdiği değerlerden elde ettiğimiz oranları kullanırsak, gaz türbini için

$$C_{\text{gt}} = 12200000 * 0.478623 = 5839201 \$$$

Yanma odası için

$$C_{\text{yo}} = 12200000 * 0.043267 = 527857 \$$$

Kompresör için

$$C_k = 12200000 * 0.47811 = 5832942 \$ \quad \text{elde edilir.}$$

Buna göre kompresörün bir saatlik iş akışkanı akışının maliyeti

$$Z_k = (C_{\text{digtop11}} + C_{\text{tambakimORT}}) * C_k / (C_{\text{ekip}} * 7446)$$

$$Z_k = (16742296 + 9470933) * 5832942 / (17154428 * 7446) = 1197.014 \$/\text{h}$$

Gaz türbini için bir saatlik akışın maliyeti

$$Z_{\text{gt}} = (C_{\text{digtop11}} + C_{\text{tambakimORT}}) * C_{\text{gt}} / (C_{\text{ekip}} * 7446)$$

$$Z_{\text{gt}} = (16742296 + 9470933) * 5839201 / (17154428 * 7446) = 1198.299 \$/\text{h}$$

Yanma odası için bir saatlik akışın maliyeti

$$Z_{yo}=(C_{digtop11}+C_{tambakimORT}) * C_{yo}/(C_{ekip} * 7446)$$

$$Z_{yo}=(16742296+9470933) * 527857/(17154428 * 7446)=108.3249 \text{ \$/h}$$

Rekuperatör için bir saatlik akışın maliyeti

$$Z_{rek}=(C_{digtop11}+C_{tambakimORT}) * C_{rek}/(C_{ekip} * 7446)$$

$$Z_{rek}=(16742296+9470933) * 1452682/(17154428 * 7446)=298.1204 \text{ \$/h}$$

Atık ısı geri kazanım cihazı için bir saatlik akışın maliyeti

$$Z_{id}=(C_{digtop11}+C_{tambakimORT}) * C_{id}/(C_{ekip} * 7446)$$

$$Z_{id}=(16742296+9470933) * 2037273/(17154428 * 7446)=418.0907 \text{ \$/h}$$

Diğer ekipmanlar için bir saatlik akışın maliyeti

$$Z_{dig}=(C_{digtop11}+C_{tambakimORT}) * C_{dig}/(C_{ekip} * 7446)$$

$$Z_{dig}=(16742296+9470933) * 1464741/(17154428 * 7446)=300.5952 \text{ \$/h}$$

Çevrimdeki akış hatlarının maliyetleri aşağıdaki şekilde hesaplanır (Bejan ve ark., 1996).

10 nolu akışın maliyeti

$$C_{10}=C_{yilyaktop11}/7446.0=15598545/7446.0=2094.88 \text{ \$/h}$$

9 nolu akışın maliyeti

$$C_9=C_{buhgeltop12}/(7446.0)= 10784166/(7446.0)=1448.3 \text{ \$/h}$$

5 nolu akışın maliyeti

$$C_5=(C_9-Z_{id})/((E_6-E_7)/E_5)= (1448.3 -418.0907)/((21690.86-2744.179)/38678.65)$$

$$C_5=2103.11 \text{ \$/h}$$

6 nolu akışın maliyeti

$$C_6=C_5 * E_6/E_5=2103.11 * 21690.86/38678.65=1179.4 \text{ \$/h}$$

4 nolu akışın maliyeti

$$C_4 = C_5 \cdot E_4 / E_5 = 2103.11 \cdot 101366.6 / 38678.65 = 5511.7 \text{ \$/h}$$

7 nolu akışın maliyeti

$$C_7 = C_5 \cdot E_7 / E_5 = 2103.11 \cdot 2744.179 / 38678.65 = 149.21 \text{ \$/h}$$

1 nolu akışın maliyeti

$$C_1 = 0.0 \text{ \$/h}$$

11 nolu akışın maliyeti

$$C_{11} = (C_4 + Z_{gt} - C_5) / (1 + B_{12} / B_{11}) = (5511.7 + 1198.299 - 2103.11) / (1 + 29962.08 / 29726.06)$$
$$C_{11} = 2294.33 \text{ \$/h}$$

12 nolu akışın maliyeti

$$C_{12} = C_{11} \cdot B_{12} / B_{11} = 2294.33 \cdot 29962.08 / 29726.06 = 2312.5 \text{ \$/h}$$

2 nolu akışın maliyeti

$$C_2 = Z_k + C_{11} = 1197.014 + 2294.33 = 3491.34 \text{ \$/h}$$

$$C_3 = C_4 - C_{10} - Z_{yo} = 5511.7 - 2094.88 - 108.3249 = 3308.5 \text{ \$/h}$$

Dışarı atılan egzoz gazının maliyeti ekserjileri oranında ürünlere yansıtılmalıdır.
Örneğin

$$C'_{\text{ürün}} = C_{\text{ürün}} + Z_{\text{diğer}} / 2$$

yazılabilir. Her bir akışın ekserji maliyeti ise aşağıdaki gibi hesaplanır. 1 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e1} = 0.0 \text{ \$/GJ}$$

2 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e2}=C_2/(E_2*3600)*1000000=3491.34/(27600.03*3600)*1000000= 35.14 \text{ \$/GJ}$$

3 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e3}=C_3/(E_3*3600)*1000000= 3308.5 /(41955.03*3600)*1000000=21.91 \text{ \$/GJ}$$

4 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e4}=C_4/(E_4*3600)*1000000=5511.7/(101366.6*3600)*1000000=15.104 \text{ \$/GJ}$$

5 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e5}=C_5/(E_5*3600)*1000000=2103.11/(38678.65*3600)*1000000=15.104 \text{ \$/GJ}$$

6 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e6}=C_6/(E_6*3600)*1000000=1179.4/(21690.86*3600)*1000000=15.104 \text{ \$/GJ}$$

7 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e7}=C_7/(E_7*3600)*1000000=149.21/(2744.179*3600)*1000000=15.104 \text{ \$/GJ}$$

8 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e8}=0.0 \text{ \$/GJ}$$

9 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e9}=C_9/(E_9*3600)*1000000=1448.3/(12824.3*3600)*1000000= 31.37 \text{ \$/GJ}$$

10 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e10}=C_{10}/(E_{10}*3600)*1000000=2094.88/(84898.88*3600)*1000000= 6.854 \text{ \$/GJ}$$

11 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e11}=C_{11}/(B_{11}*3600)*1000000= 2294.33/(29726.06*3600)*1000000= 21.44 \text{ \$/GJ}$$

12 nolu akışın ekserji maliyeti

$$c_{e12}=C_{12}/(B_{12}*3600)*1000000=2312.5/(29962.08*3600)*1000000 \\ =21.44 \text{ \$/GJ}$$

Özgül yakıt tüketimi

$$SFC=m_y*3600/B_{12}=1.64*3600/29977=0.19695 \text{ kg/kWh elektrik}$$

EK. B. Ele Alınan Kojenerasyon Çevrimlerinin İterasyon Tabloları

Tablo EK-B-1: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW ve 14 kg/s buhar ve metanın üst ısı değeri) için elde edildiği yakıt hava ısıtılmalı kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kapas. ⁴ (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	T ₃ ve T ₁₀ (K)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1542	0.7415	0.5069*	13.73	30519*	850*	1.64*
91.3 ²	1542	0.7415	0.5487	11.73	35880	850	1.64
91.3 ³	1542	0.7706	0.5511	12.72	35880	850	1.64
85	1588	0.7778	0.5534	13.37	34794	850	1.64
80	1583	0.7836	0.5399	14.3	32794	800	1.64
76	1557	0.7849	0.5324	14.19	30610	760	1.58
75	1570	0.7843	0.5361	13.73	30496	780	1.55
75⁵	1550	0.7846	0.5315	14	30000	753	1.553

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

⁴ Sistemin buhar üretim kapasitesi yaklaşık 14 kg/s ($T_{buhar}=485.57$, $P_{buhar}=20$ bar, $P_{yakıt}=12$ bar ancak yanma odasına giren havanın basıncı bundan fazla olduğu durumlarda 20 bar alınmıştır.)

⁵ $T_2=681$ K, $T_3=753$ K, $T_5=914$ K, $T_6=891$ K, $T_7=825$ K, $T_{10}=753$ K, $T_{buhar}=485.57$ K, $T_{su}=298.15$, HavaRek.Log.Ort.Sic.Farkı=141, YakıtRek.Log.Ort.Sic.Farkı=331

Tablo EK-B-2: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW ve 14 kg/s buhar ve metanın üst ısı değeri) için elde edildiği örnek kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kapas. (Kg/s)	Sistemin El.Gücü ³ (kW)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1303	0.7414	0.4652	15.71	25167	1.64 ¹
91.3 ²	1370	0.7414	0.5067	13.74	30490	1.64
91.3 ³	1370	0.7706	0.5173	14.72	30490	1.64
90	1379	0.7721	0.5173	14.8	30425	1.64
90	1364	0.7695	0.5172	14.31	29791	1.6
93	1344	0.7659	0.5169	14.15	29915	1.6
94	1337	0.7648	0.5168	14.09	29951	1.6
95.3	1329	0.7632	0.5166	14.03	29994	1.6
95.7	1327	0.7628	0.5165	14	30000	1.6

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

Tablo EK-B-3: Lokal maksimum verim değerinin sabit güç (30 MW ve 14 kg/s buhar ve metanın üst ısı değeri) için elde edildiği absorpsiyon soğutmalı kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kap. (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1272	0.7074	0.4609	14.17	26212	1.64 ¹
91.3 ²	1334	0.7074	0.5032	12.16	31628	1.64
91.3 ³	1334	0.7365	0.5137	13.15	31628	1.64
86	1373	0.7446	0.5143	13.53	31322	1.64
82	1405	0.7507	0.5142	13.85	31025	1.64
78	1440	0.7568	0.5135	14.19	30657	1.64
78	1422	0.7538	0.5139	13.68	30094	1.6
78	1426	0.7545	0.5138	13.81	30236	1.61
76	1445	0.7577	0.5134	13.98	30037	1.61
75.7	1447	0.758	0.5133	14⁴	30000	1.609

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

⁴ Sistemin buhar üretim kapasitesi yaklaşık 14 kg/s buhar ($T_{buhar}=485.57$, $P_{buhar}=12$ bar ancak yanma odasına giren havanın basıncı bundan fazla olduğu durumlarda 20 bar alınmıştır.)

Tablo EK-B-4: Global maksimum verim değerinin elde edildiği örnek kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kap. (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1303	0.7414	0.4652	15.71	25167	1.64
91.3 ²	1370	0.7414	0.5067	13.74	30490	1.64
91.3 ³	1370	0.7706	0.5173	14.72	30490	1.64
90	1379	0.7721	0.5173	14.8	30425	1.64
88	1394	0.7744	0.5173	14.92	30314	1.64
88	1378	0.7719	0.5173	14.42	29694	1.6

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

Tablo EK-B-5: Global maksimum verim değerinin elde edildiği absorpsiyon soğutmalı kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kapas. (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1272	0.7074	0.4609	14.17	26212	1.64 ¹
91.3 ²	1334	0.7074	0.5032	12.16	31628	1.64
91.3 ³	1334	0.7365	0.5137	13.15	31628	1.64
90	1343	0.7385	0.5139	13.24	31561	1.64
89	1351	0.74	0.5141	13.31	31507	1.64
88	1358	0.7415	0.5142	13.38	31449	1.64
87	1365	0.7430	0.5143	13.46	31388	1.64
85	1381	0.7461	0.5143	13.61	31255	1.64
83	1396	0.7491	0.5143	13.77	31106	1.64
83	1380	0.746	0.5143	13.27	30497	1.6

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

Tablo EK-B-6: Global maksimum verim değerinin elde edildiği yakıt hava ısıtılmalı
kojenerasyon sisteminin iterasyon sonuçları

Hava Debisi (kg/s)	T ₄ (K)	Sistemin Enerji Verimi	Sistemin Ekserji Verimi	Sistemin Buhar Ür. Kap. (Kg/s)	Sistemin El.Gücü (kW)	r	T ₃ ve T ₁₀ (K)	Yakıt Debisi (kg/s)
91.3 ¹	1542	0.7415	0.5069 ¹	13.73	30519 ¹	10	850 ¹	1.64
91.3 ²	1542	0.7415	0.5487	11.73	35880	16	850 ²	1.64
91.3 ³	1542	0.7706	0.5592	12.72	35880	16	850 ³	1.64
88	1565	0.7744	0.5564	13.05	35332	16	850	1.64
88	1550	0.7718	0.5583	12.52	34832	16	850	1.6
88	1596	0.7718	0.5683	12.05	36079	16	900	1.6
88	1568	0.7718	0.5624	12.33	35338	16	870	1.6
88⁴	1536	0.7664	0.5666	11.27	34309	16	870⁴	1.52
88	1658	0.7744	0.5701	12.4	37094	14	950	1.64
94	1617	0.7675	0.5787	11.63	38517	14	950	1.64
97	1598	0.764	0.5825	11.27	39178	14	950	1.64
101	1575	0.7594	0.5874	10.81	40014	14	950	1.64
101⁵	1550	0.7628	0.5745	11.95	39362	14	905⁵	1.69
102	1569	0.7583	0.5829	10.96	39494	12	950	1.64
104	1558	0.756	0.5854	10.73	39915	12	950	1.64
102.7⁶	1550	0.7575	0.5808	11.02	39255	12	935⁶	1.64
104.0	1558	0.7559	0.5814	10.92	39402	11	950	1.64
105	1553	0.7548	0.5826	10.8	39615	11	950	1.64
105.8⁷	1549	0.7539	0.5836	10.71	39784	11	950⁷	1.64

¹ $\eta_{sc}=0.86$ ve $\eta_{st}=0.86$ ve $r=10$ içindir.

² $\eta_{sc}=0.88$ ve $\eta_{st}=0.90$ ve $r=16$ olarak bu ve sonrakiler için alınmıştır.

³ Egzoz gazı çıkış sıcaklığı 400 K için

⁴ $T_2=681$ K, $T_3=870$ K, $T_5=903$ K, $T_6=877$ K, $T_7=699$ K, $T_{10}=870$ K, $T_{buhar}=485.57$, $T_{su}=298.15$,
HavaRek.Log.Ort.Sic.Farkı=11.3, YakıtRek.Log.Ort.Sic.Farkı=189.4

⁵ $T_2=656$ K, $T_3=905$ K, $T_5=939$ K, $T_6=912$ K, $T_7=677$ K, $T_{10}=905$ K, $T_{buhar}=485.57$, $T_{su}=298.15$,
HavaRek.Log.Ort.Sic.Farkı=12.4, YakıtRek.Log.Ort.Sic.Farkı=199.3

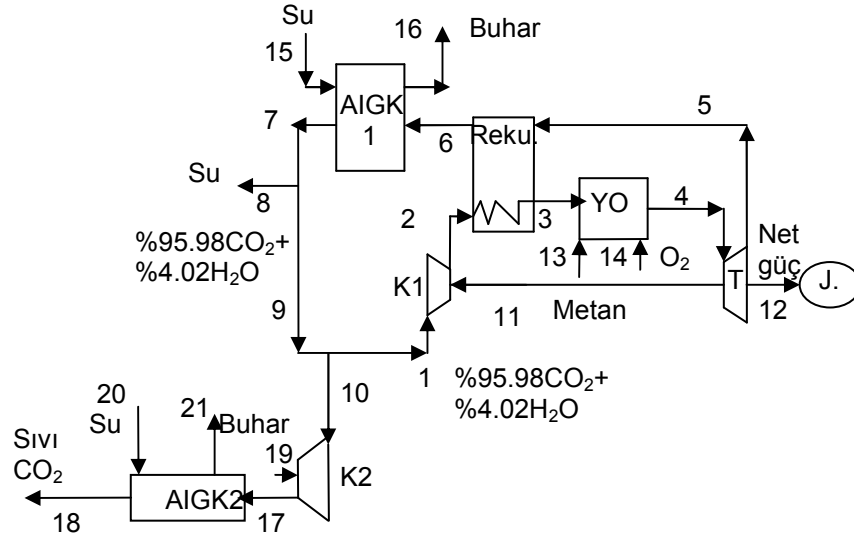
⁶ $T_2=628.3$ K, $T_3=935$ K, $T_5=970$ K, $T_6=942$ K, $T_7=653$ K, $T_{10}=935$ K, $T_{buhar}=485.57$,
 $T_{su}=298.15$, HavaRek.Log.Ort.Sic.Farkı=13.8, YakıtRek.Log.Ort.Sic.Farkı=207.7

⁷ $T_2=613$ K, $T_3=950$ K, $T_5=985$ K, $T_6=957$ K, $T_7=638$ K, $T_{10}=950$ K, $T_{buhar}=485.57$, $T_{su}=298.15$,
HavaRek.Log.Ort.Sic.Farkı=14.4, YakıtRek.Log.Ort.Sic.Farkı=211.5

(Giren enerji (kW)=Çıkan enerji (kW))

(91012=39783(W_{net})+28845 (Q_{net})+20575 (baca en.)+1820(YOkaybı)) (=91023)

EK.C. Sıfır Emisyonlu Rekuperatörlü (Hava Isıtmalı) Gaz Türbinli Kojenerasyon Çevrimi Tasarım Hesapları



Şekil EK-C 1: Sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevrim şeması.

Burada sıfır emisyonlu rekuperatörlü (hava ısıtmalı) gaz türbinli kojenerasyon çevriminin enerji dengesi ve tasarım hesabı verilecektir.

Kompresör 1'in enerji dengesi hesabı

Giren iş akışkanı kütlesi

$$m_1 = 84.757582 \text{ kg/s}$$

Giren iş akışkanı bileşiminin mol yüzdeleri

$$co_2 = 0.9598$$

$$buh = 0.0402$$

Sıkıştırma oranı

$$r = 10.0$$

giren iş akışkanı sıcaklığı, basıncı ve izentropik verimi

$$P_0 = 1.013 \text{ bar}$$

$$T_1 = 303.15 \text{ K}$$

$$nsc = 0.86$$

karişımın mol ağırlığı

$$karmolag = co_2 * 44.011 + buh * 18.015 = 0.9598 * 44.011 + 0.0402 * 18.015$$

$$karmolag = 42.96596 \text{ kg/kmol}$$

karişımın mol sayısı

$$nco = m1 / karmolag = 84.757582 / 42.96596$$

$$nco = 1.972668$$

karişımın entalpisi

$$h_1 = -387244 \text{ kJ/kmol}$$

karişımın entropisi

$$s_1 = 214.6833 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_{2s} = s_1$$

İterasyonla (ayrıntısı EK A'da verilmiştir)

$$T_{2s} = 464.8 \text{ K bulunur. Buradan da,}$$

$$h_{2s} = -380446 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / nsc = -387244 + (-380446 - (-387244)) / 0.86$$

$$h_2 = -379339 \text{ kJ/kmol}$$

İterasyonla

$$T_2 = 488.6 \text{ K bulunur. Buradan da kompresör 1 işi}$$

$$W_{ko} = nco * (h_2 - h_1) = 1.972668 * (-379339 - (-387244))$$

$$W_{ko} = 15594 \text{ kW olur.}$$

Kompresör 1'in enerji dengesi

$$\text{Giren enerji} = nco * h_1 + W_{ko} = 1.972668 * (-387244) + 15594$$

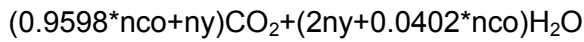
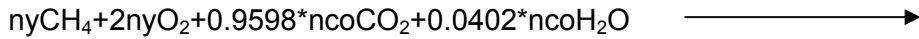
$$\text{Giren enerji} = -748310 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = nco * h_2 = 1.972668 * (-379339)$$

$$\text{Çıkan enerji} = -748310 \text{ kW}$$

Yanma odası enerji dengesi hesabı

Yanma denklemi



$$n_a = (2 * n_y + 0.9598 * nco + 0.0402 * nco)$$

$$co_2 = 0.9598 * nco / (2 * n_y + 0.9598 * nco + 0.0402 * nco)$$

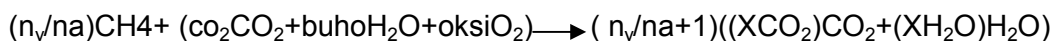
$$buh_2 = (0.0402 * nco) / (2 * n_y + (0.9598 * nco) + 0.0402 * nco)$$

$$oksi = 2 * n_y / (2 * n_y + 0.9598 * nco + 0.0402 * nco)$$

olmak üzere düzenlenirse

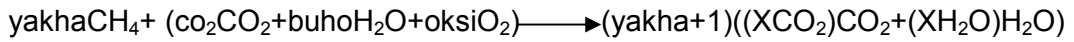


iki taraf na'ya bölünüp tekrar düzenlenirse



$$n_y/n_a = \text{yakha}$$

denilerek yanma denklemi şöyle yazılabilir.



Yanma odasına giren yakıt dışındaki karışımın (havanın) mol ağırlığı ve mol sayısı

$$M_a = ((\text{oksi} \cdot 31.999) + (\text{buho} \cdot 18.015) + (\text{co}_2 \cdot 44.011))$$

$$M_a = ((0.0939088 \cdot 31.999) + (0.0364249 \cdot 18.015) + (0.869666 \cdot 44.011))$$

$$M_a = 41.93607 \text{ kg/kmol}$$

Yanma odasına giren yakıtın ve havanın mol sayısı

$$n_y = m_y / M_y = 1.64 / 16.043 = 0.102225$$

$$n_a = (2 \cdot n_y + 0.9598 \cdot n_{\text{co}} + 0.0402 \cdot n_{\text{co}})$$

$$n_a = (2 \cdot 0.102225 + 0.9598 \cdot 1.972668 + 0.0402 \cdot 1.972668)$$

$$n_a = 2.177118$$

Yanma için gereken oksijen miktarı

$$n_o = 2 \cdot n_y = 2 \cdot 0.102225 = 0.20445$$

$$m_o = 0.20445 \cdot 31.999 = 6.5421955 \text{ kg}$$

Yanmaya giren yakıt dışındaki karışımın kütlesi

$$m_a = m_1 + m_o = 84.757582 + 6.5421955 = 91.3 \text{ kg}$$

$$m_a = n_a \cdot M_a = 2.177118 \cdot 41.93607 = 91.3 \text{ kg (hesaplar doğrudur).}$$

Egzozdaki CO₂ ve H₂O yüzdeleri

$$\text{yakha} = n_y / n_a = 0.102225 / 2.177118 = 0.046954276$$

$$\text{XCO}_2 = (\text{yakha} + \text{co}_2) / (1.0 + \text{yakha}) = (0.046954276 + 0.869666) / (1.0 + 0.046954276)$$

$$\text{XCO}_2 = 0.8755116$$

$$\text{XH}_2\text{O} = (\text{buho} + 2.0 \cdot \text{yakha}) / (1.0 + \text{yakha}) =$$

$$\text{XH}_2\text{O} = (0.0364249 + 2.0 \cdot 0.046954276) / (1.0 + 0.046954276)$$

$$\text{XH}_2\text{O} = 0.1244880$$

$$\text{XH}_2\text{O} + \text{XCO}_2 = 0.1244880 + 0.8755116 = 1 \text{ (hesaplar doğrudur).}$$

Yanma odasından çıkan egzozun mol sayısı ve mol ağırlığı

$$\text{Egmolsay} = 0.9598 \cdot n_{\text{co}} + n_y + 2 \cdot n_y + 0.0402 \cdot n_{\text{co}}$$

$$\text{Egmolsay} = 0.9598 \cdot 1.972668 + 0.102225 + 2 \cdot 0.102225 + 0.0402 \cdot 1.972668 + 0$$

$$\text{Egmolsay} = 2.279344$$

$$\text{Egmolagi} = ((\text{yuzdeco}_2 \cdot n_{\text{co}} + n_y) \cdot 44.011 + (2 \cdot n_y + \text{yuzdebuh} \cdot n_{\text{co}}) \cdot 18.015) / \text{Egmolsay}$$

$$\text{Egmolagi} = ((0.9598 \cdot 1.972668 + 0.102225)$$

$$\cdot 44.011 + (2 \cdot 0.102225 + 0.0402 \cdot 1.972668) \cdot 18.015) / 2.279344$$

$$\text{Egmolagi} = 40.7748 \text{ kg/kmol}$$

egzozun kütlesi

$$m_e = m_1 + m_o + m_y = 84.757582 + 6.5421955 + 1.64 = 92.94 \text{ kg}$$

$m_e = \text{Egmolsay} * \text{Egmolagi} = 2.279344 * 40.7748 = 92.94 \text{ kg}$ (hesaplar doğrudur).

Metan için HHV tablolarından

$\text{HHV} = 890303.0 \text{ kJ/kmol}$

Yanma odasına giren oksijenin entalpisi

$h_{14} = 0 \text{ kJ/kmol}$

Yanma odasına giren metanın entalpisi

$h_{13} = -74872 \text{ kJ/kmol}$

Rekuperatörden çıkıp yanma odasına giren karışımın (850 K) entalpisi

$h_3 = -361260 \text{ kJ/kmol}$

$h_4 = (-0.02 * n_y * \text{HHV} + n_{co} * h_3 + n_y * h_{13} + n_o * h_{14}) / (n_a + n_y)$

$h_4 = -316811 \text{ kJ/kmol}$

iterasyonla T_4 hesaplanırsa

$T_4 = 1452 \text{ K}$

$s_4 = 271.35 \text{ kJ/kmol K}$

bulunur. Yanma odasındaki kayıp

$\text{YOkayi} = n_y * 0.02 * \text{HHV} = 0.102225 * 0.02 * 890303.0$

$\text{YOkayi} = 1820 \text{ kW}$

Yanma odası enerji dengesi

Giren enerji = $(n_y * (-74872) + h_3 * n_{co}) = (0.102225 * (-74872) + (-361260) * 1.972668)$

Giren enerji = -720300 kW

Çıkan enerji = $\text{Egmolsay} * h_4 + \text{YOkayi} = 2.279344 * (-316811) + 1820$

Çıkan enerji = -720301 kW

$\text{XH}_2\text{O} = 0.1244880$ ve bunun 0.0402 kadarı çevrimde iş akışkanı olarak kaldığına göre sıvılaşp dışarı alınan su

$\text{X}_{\text{sud}} = 0.1244880 - 0.0402 = 0.084288$

$\text{Egmolsay} = 2.279344$ olduğuna göre dışarı alınan suyun kütlesi

$m_{\text{sud}} = \text{Egmolsay} * \text{X}_{\text{sud}} * 18.015 = 2.279344 * 0.084288 * 18.015$

$m_{\text{sud}} = 3.461066 \text{ kg}$

geriye kalan egzoz miktarı

$m_g = m_e - m_{\text{sud}} = 92.94 - 3.461066 = 89.478934 \text{ kg}$

bunun 84.757582 kg 'ı yanma odasına gönderildiğine göre sıvılaştırılmaya

(sıvılaştırma kompresörüne) gönderilen egzoz kütlesi

$m_{10} = m_g - m_1 = 89.478934 - 84.757582 =$

$m_{10} = 4.721352 \text{ kg/s}$

Böylece egzozun molar bileşimi tekrar yüzde olarak $0.9598 * \text{CO}_2 + 0.0402 \text{H}_2\text{O}$

karışım haline dönüşür. Sıvılaştırılan karışımın mol sayısı

$$\text{egsivimolu} = m_{10} / \text{karmolag} = 4.723783 / 42.96596$$

$$\text{egsivimolu} = 0.1099425$$

Kompresör 2'nin enerji dengesi hesabı

Giren iş akışkanı kütlesi

$$m_{10} = 4.721352 \text{ kg/s}$$

Sıkıştırma oranı

$$r = 74.0503$$

giren iş akışkanı sıcaklığı, basıncı ve izentropik verimi

$$P_0 = 1.013 \text{ bar}$$

$$T_{10} = 303.15 \text{ K}$$

$$n_{sc} = 0.86$$

$$s_{10} = s_1 = 214.6833 \text{ kJ/kmol K}$$

$$h_{10} = h_1 = -387244 \text{ kJ/kmol}$$

karışımın entropisi

$$s_{17s} = s_{10}$$

$$P_{17} = 75.012921 \text{ bar}$$

İterasyonla (ayrıntısı EK A'da verilmiştir)

$$T_{17s} = 666 \text{ K bulunur. Buradan da,}$$

$$h_{17s} = -370737 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_{17} = h_{10} + (h_{17s} - h_{10}) / n_{sc} = -387244 + (-370737 - (-387244)) / 0.86$$

$$h_{17} = -368050 \text{ kJ/kmol}$$

İterasyonla

$$T_{17} = 719 \text{ K bulunur. Buradan da kompresör2 işi}$$

$$W_{kos} = m_{10} * (h_{17} - h_{10}) / \text{karmolag} = 4.721352 * (-368050 - (-387244)) / 42.96596$$

$$W_{kos} = 2110 \text{ kW olur.}$$

Kompresör 2'nin enerji dengesi

$$\text{Giren enerji} = \text{egsivimolu} * h_{10} + W_{kos} = 0.1099425 * (-387244) + 2110$$

$$\text{Giren enerji} = -40465 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = \text{egsivimolu} * h_{17} = 0.1099425 * (-368050)$$

$$\text{Çıkan enerji} = -40465 \text{ kW}$$

Gaz Türbini enerji hesabı dengesi

$$n_{st} = 0.86$$

$$s_{5s} = s_4$$

İterasyonla (ayrıntısı EK A'da verilmiştir)

$$T_{5s} = 1025 \text{ K bulunur. Buradan da,}$$

$$h_{5s} = -339885 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_5 = h_4 - n_{st} \cdot (h_4 - h_{5s}) = -316811 - 0.86 \cdot (-316811 - (-339885))$$

$$h_5 = -336655 \text{ kJ/kmol}$$

İterasyonla

$T_5 = 1086 \text{ K}$ bulunur. Havadan oksijen ayırıştırma için harcanan iş (812.0 kJ/kgO_2 için)

$$W_{o2} = m_o \cdot 812.0 \text{ kJ/kg} = 6.5421955 \cdot 812.0$$

$$W_{o2} = 5312 \text{ kW}$$

$$\text{türbingucnet} = \text{Egmolsay} \cdot (h_4 - h_5) - W_{ko} - W_{kos} - W_{o2}$$

$$\text{türbingucnet} = 2.279344 \cdot (-316811 - (-336655)) - 15594 - 2110 - 5312$$

$$\text{türbingucnet} = 22216 \text{ kW}$$

Gaz türbini enerji dengesi

$$\text{Giren enerji} = \text{Egmolsay} \cdot h_4 = 2.279344 \cdot (-316811)$$

$$\text{Giren enerji} = -722121 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = \text{Egmolsay} \cdot h_5 + \text{türbingucnet} + W_{ko} + W_{kos} + W_{o2}$$

$$\text{Çıkan enerji} = 2.279344 \cdot (-336655) + 22216 + 15594 + 2110 + 5312$$

$$\text{Çıkan enerji} = -722121 \text{ kW}$$

Rekuperatörün enerji dengesi hesabı

Daha h_2 , h_3 ve h_5 hesaplanmıştır. Rekuperatör egzoz çıkış entalpisi

$$h_6 = h_5 - n_{co} \cdot (h_3 - h_2) / \text{Egmolsay} = -336655 - 1.972668 \cdot (-361260 - (-379339)) / 2.279344$$

$$h_6 = -352301 \text{ kJ/kmol}$$

buradan iterasyonla

$$T_6 = 785 \text{ K} \text{ bulunur.}$$

Rekuperatörün enerji dengesi

$$\text{Giren enerji} = \text{Egmolsay} \cdot h_5 + n_{co} \cdot h_2 = 2.279344 \cdot (-336655) + 1.972668 \cdot (-379339)$$

$$\text{Giren enerji} = -1515662 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = \text{Egmolsay} \cdot h_6 + n_{co} \cdot h_3 = 2.279344 \cdot (-352301) + 1.972668 \cdot (-361260)$$

$$\text{Çıkan enerji} = -1515661 \text{ kW}$$

Atık ısı geri kazanım cihazı1'in enerji dengesi hesabı

Atık ısı geri kazanım cihazından çıkan egzozun sıcaklığı

$T_7 = 303.15 \text{ K}$ olup entalpisi de hesaplanırsa

$$h_7 = -378150 \text{ kJ/kmol}$$

Suyun giriş ve buharın çıkış sıcaklıkları

$$T_{15} = 298.15 \text{ K}$$

$$T_{16} = 485.57$$

Entalpileri tablolardan alınıp yerine konursa

$$m_{su} = \text{Egmolsay} \cdot (h_6 - h_7) / (h_{16} - h_{15}) = 2.279344 \cdot (-352301 - (-378150)) / (2799.5 - 106.5)$$

$$m_{su} = 21.878 \text{ kg/s}$$

Atık ısı geri kazanım cihazı 1'in enerji dengesi

$$\text{Giren enerji} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_6 - h_7) = 2.279344 \cdot (-352301 - (-378150))$$

$$\text{Giren enerji} = 58919 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_{16} - h_{15}) = 21.878 \cdot (2799.5 - 106.5)$$

$$\text{Çıkan enerji} = 58919 \text{ kW}$$

Atık ısı geri kazanım cihazı 2'in enerji dengesi hesabı

Atık ısı geri kazanım cihazından çıkan karışımın sıcaklığı

$T_{18} = 303.15 \text{ K}$ olup entalpisi de hesaplanırsa

$$h_{18} = -379909 \text{ kJ/kmol} \quad (\text{CO}_2 \text{'nin gaz halinde olduğu durum için})$$

$$\text{buhar haldeki CO}_2 \text{ entalpisi} - \text{sıvı haldeki CO}_2 \text{ entalpisi} = 690.7 \text{ kJ/kg} - 571.25 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{buhar haldeki CO}_2 \text{ entalpisi} - \text{sıvı haldeki CO}_2 \text{ entalpisi} = 119.45 \text{ kJ/kg}$$

Suyun giriş ve buharın çıkış sıcaklıkları

$$T_{20} = 298.15 \text{ K}$$

$T_{21} = 485.57$ buradan da entalpileri tablolardan alınıp yerine konursa

($0.9598 \cdot \text{CO}_2 + 0.0402 \text{H}_2\text{O}$ olduğu kabulü ile)

$$0.9598 \cdot 44.011 + 0.0402 \cdot 18.015 = 42.2418 + 0.7242 = 42.966 \text{ kg karışımın } 42.2418 \text{ kg'ı}$$

$$\text{CO}_2 \text{ ve } 0.7242 \text{ kg'ı H}_2\text{O olduğuna göre } m_{10} = 4.721352 \text{ kg karışımın } 4.6441 \text{ kg'ı}$$

CO_2 olup geri kalan $0.078 \text{ kg'ı H}_2\text{O}$ olur. Tablolardan sıvı CO_2 ve H_2O için değerler alınır

$$m_{\text{su2}} = (4.6441 \cdot (1222.875 - 633) + 0.078 \cdot (3272.919 - 125.66)) / (2799.5 - 106.5)$$

$$m_{\text{su2}} = 1.108 \text{ kg/s}$$

$$\text{Giren enerji} = (4.6441 \cdot (1222.875 - 633) + 0.078 \cdot (3272.919 - 132))$$

$$\text{Giren enerji} = 2985 \text{ kW}$$

$$\text{Çıkan enerji} = m_{\text{su2}} \cdot (h_{21} - h_{20}) = 1.108 \cdot (2799.5 - 106.5)$$

$$\text{Çıkan enerji} = 2985 \text{ kW}$$

Tüm sistemin enerji dengesi

Sisteme verilen yakıtın enerjisi

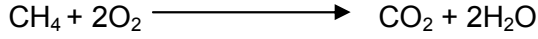
$$B_{13} = \dot{m}_y \cdot (\dot{U}_{\text{ID}} / M_{\text{metan}}) = 1.64 \cdot (890303.0 / 16.043)$$

$$B_{13} = 91011 \text{ kW}$$

Burada üst ısı değer CO_2 'nin buhar olarak 25°C ve 1 barda atmosfer şartlarına göre literatürde hesaplandığından ve buradaki çevrimimizde ise CO_2 sıvı olarak çevrim dışına atıldığından metanın üst ısı değerinin sıvı CO_2 durumu için tekrar hesaplanması gerekir. Buraya kadar buhar durumundaki CO_2 için literatürde verilen sıcaklığa bağlı denklemler kullanılmıştır. Ancak sıvı CO_2 için sıcaklığa bağlı denklemler bulunmadığından tablolar vasıtası ile yeni üst ısı değer (YÜİD)

hesaplanacaktır. Yanma sonu ürünlerinin sıvı haldeki H₂O ve buhar haldeki CO₂ için üst ısı değeri

ÜİD=890303.0 kJ/kmol ve yanma denklemi de



şeklinde olduğundan üst ısı değere (ÜİD) sıvı haldeki CO₂ ile buhar haldeki CO₂'nin entalpi farkı eklenerek yeni üst ısı değeri (YÜİD) elde edilebilir. Tablolardan (1 bar ve 25 °C için)

buhar haldeki CO₂ entalpisi- sıvı haldeki CO₂ entalpisi= 690.7 kJ/kg -571.25 kJ/kg

buhar haldeki CO₂ entalpisi- sıvı haldeki CO₂ entalpisi= 119.45 kJ/kg

$$B_{13}=4.6441*119.45 + 1.64*890303.0/16.043$$

$$B_{13}= 91566 \text{ kW}$$

$$YÜİD=890303.0+119.45*44.011=890303.0+5257.1$$

$$YÜİD=895560.1 \text{ kJ/kmol olur.}$$

$$\text{Çıkan enerji} = \text{Isilguc1} + \text{türbinguc} + B_8 + B_{19} + W_{o2} + Y_{Okayi}$$

$$\text{Isilguc1} = (m_{su} + m_{su2}) * (2799.5 - 106.5)$$

$$\text{Isilguc1} = (21.878 + 1.108) * (2799.5 - 106.5) = 61901 \text{ kW}$$

$$B_8 = m_{sud} * (h_8 - h_{0su}) = 3.461066 * (125.66 - 104.88) = 72 \text{ kW}$$

$$B_{18} = (4.6441 * (633 - 571.25))$$

$$B_{18} = 288 \text{ kW}$$

$$\text{Cikanener} = 61901 + 22216 + 72 + 288 + 5312 + 1820 = 91609 \text{ kW}$$

$$\text{Giren enerji} = B_{13} = 91566 \text{ kW}$$

Birinci kanun verimi

$$\eta_{I.kanun} = (\text{türbingucnet} + B_{18} + B_8 + ((m_{su} + m_{su2}) * (2799.5 - 106.5))) / (\text{Giren enerji})$$

$$\eta_{I.kanun} = (22216 + 288 + 72 + ((21.878 + 1.108) * (2799.5 - 106.5))) / (91566)$$

$$\eta_{I.kanun} = 0.9225$$

İkinci kanun analizi

Akışların entropileri (s₁, s₄, s₁₀ daha önce bulunmuştu),

$$s_{0kar} = 212.68$$

$$s_1 = 214.6833 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_2 = 215.682 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_3 = 243.674 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_4 = 271.35 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_5 = 273.22 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_6 = 256.63 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_7 = 199.59 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_8 = 0.4342 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_9=s_1=s_{10}= 214.6833 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_{13}=186.2537 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_{14}= 184.485 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_{15}= 69.95 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{16}=107.5 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{17}=253.58 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s_{18}=0.432 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{20}= 69.95 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_{21}=107.5 \text{ kJ/kg K}$$

Akışların fiziksel entalpileri

$$E_{1Ph}=nco*(h_1-h_{0kar}-298.15*(s_1-s_{0kar}))$$

$$E_{1Ph}=1.972668*(-387244 -(-389192))-298.15*(214.6833 -212.68))$$

$$E_{1Ph}= 2665 \text{ kW}$$

$$E_{2Ph}=nco*(h_2-h_{0kar}-298.15*(s_2-s_{0kar}))$$

$$E_{2Ph}=1.972668*(-379339 -(-389192))-298.15*(215.682 -212.68))$$

$$E_{2Ph}= 17671 \text{ kW}$$

$$E_{3Ph}=nco*(h_3-h_{0kar}-298.15*(s_3-s_{0kar}))$$

$$E_{3Ph}=1.972668*(-361260 -(-389192))-298.15*(243.674 -212.68))$$

$$E_{3Ph}= 36872 \text{ kW}$$

$$E_{4Ph}=Eg_{molsay}*(h_4-h_{0e}-298.15*(s_4-s_{0e}))$$

$$E_{4Ph}=2.279344*(-316811-(-380115))-298.15*(271.35 -195.79))$$

$$E_{4Ph}= 92943 \text{ kW}$$

$$E_{5Ph}=Eg_{molsay}*(h_5-h_{0e}-298.15*(s_5-s_{0e}))$$

$$E_{5Ph}=2.279344*(-336655-(-380115))-298.15*(273.22 -195.79))$$

$$E_{5Ph}= 46440 \text{ kW}$$

$$E_{6Ph}=Eg_{molsay}*(h_6-h_{0e}-298.15*(s_6-s_{0e}))$$

$$E_{6Ph}=2.279344*(-352301-(-380115))-298.15*(256.63 -195.79))$$

$$E_{6Ph}= 22053 \text{ kW}$$

$$E_{7Ph}=Eg_{molsay}*(h_7-h_{0e}-298.15*(s_7-s_{0e}))$$

$$E_{7Ph}=2.279344*(-378150-(-380115))-298.15*(199.59 -195.79))$$

$$E_{7Ph}= 1896 \text{ kW}$$

$$E_{8Ph}=msud*(h_8-h_{0su}-298.15*(s_7-s_{0su}))$$

$$E_{8Ph}=3.461066 *(125.66-104.88-298.15*(0.4342 -0.36525))$$

$$E_{8Ph}= 1 \text{ kW}$$

$$E_{9Ph}=(nco+ m_{10}/karmolag)*(h_9- h_{0kar} -298.15*(s_9- s_{0kar}))$$

$$E_{9Ph} = (1.972668 + 4.721352/42.96596) * (-387244 - (-389192) - 298.15 * (214.6833 - 212.68))$$

$$E_{9Ph} = 2813 \text{ kW}$$

$$E_{10Ph} = (m_{10}/k_{armolag}) * (h_{10} - h_{0kar} - 298.15 * (s_{10} - s_{0kar}))$$

$$E_{10Ph} = (4.721352/42.96596) * (-387244 - (-389192) - 298.15 * (214.6833 - 212.68))$$

$$E_{10Ph} = 148 \text{ kW}$$

$$E_{11Ph} = W_{ko} = 15594 \text{ kW}$$

$$E_{12Ph} = \text{türbingucnet}$$

$$E_{12Ph} = 22216 \text{ kW}$$

$$E_{13Ph} = n_y * 8.314 * 298.15 * (\log(12.0)) = 0.102225 * 8.314 * 298.15 * (\log(12.0))$$

$$E_{13Ph} = 630 \text{ kW}$$

$$E_{14Ph} = 0 \text{ kW}$$

$$E_{15Ph} = m_{su} * 1.695 = 21.878 * 1.695$$

$$E_{15Ph} = 37 \text{ kW}$$

$$E_{16Ph} = m_{su} * 913.620975 = 21.878 * 913.620975$$

$$E_{16Ph} = 19988 \text{ kW}$$

$$E_{17Ph} = (m_{10}/k_{armolag}) * (h_{18} - h_{0kar} - 298.15 * (s_{18} - s_{0kar}))$$

$$E_{17Ph} = (4.721352/42.96596) * (-368050 - (-389192) - 298.15 * (253.58 - 212.68))$$

$$E_{17Ph} = 983 \text{ kW}$$

$$E_{18Ph} = (4.6441 * (633 - 571.25 - 298.15 * (3.454 - 3.347))) + 0.078 * (131 - 104.88 - 298.15 * (0.432 - 0.3652))$$

$$E_{18Ph} = 139 \text{ kW}$$

$$E_{19Ph} = W_{kos} = 2110 \text{ kW}$$

$$E_{21Ph} = m_{su2} * 1.695 = 1.108 * 1.695$$

$$E_{20Ph} = 2 \text{ kW}$$

$$E_{21Ph} = m_{su2} * 913.620975 = 1.108 * 913.620975$$

$$E_{21Ph} = 1012 \text{ kW}$$

$$E_{1Ch} = E_{2Ch} = E_{3Ch} = n_{co} * 14176 = 1.972668 * 14176$$

$$E_{1Ch} = E_{2Ch} = E_{3Ch} = 27965 \text{ kW}$$

$$E_{4Ch} = E_{5Ch} = E_{6Ch} = E_{7Ch} = E_{gmolsay} * e_{4Chtop} = 2.279344 * 12417$$

$$E_{4Ch} = E_{5Ch} = E_{6Ch} = E_{7Ch} = 28303 \text{ kW}$$

$$E_{8Ch} = e_{kim} * m_{sud}/18.015 = 45.0 * 3.461/18.015$$

$$E_{8Ch} = 9 \text{ kW}$$

$$E_{9Ch} = (m_9/k_{armolag}) * (y_{uzdeco2} * 14176 + y_{uzdebuh} * 45.0)$$

$$E_{9Ch} = (89.479/42.96596) * (0.9598 * 14176 + 0.0402 * 45.0)$$

$$E_{9Ch} = 28339 \text{ kW}$$

$$E_{10Ch} = E_{17Ch} = E_{18Ch} = (m_{10}/karmolag) * (yuzdeco2 * 14176 + yuzdebuh * 45.0)$$

$$E_{10Ch} = E_{17Ch} = E_{18Ch} = 1495 \text{ kW}$$

$$E_{13Ch} = my * 824348 / 16.043 = 1.64 * 824348 / 16.043$$

$$E_{13Ch} = 84269 \text{ kW}$$

$$E_{14Ch} = mo * 3951 / 32 = 6.542 * 3951 / 32$$

$$E_{14Ch} = 808 \text{ kW}$$

$$E_{15Ch} = E_{16Ch} = e_{kim} * m_{su} / 18.015 = 45.0 * 21.878 / 18.015$$

$$E_{15Ch} = E_{16Ch} = 55 \text{ kW}$$

$$E_{20Ch} = E_{21Ch} = e_{kim} * m_{su} / 18.015 = 45.0 * 1.108 / 18.015$$

$$E_{20Ch} = E_{21Ch} = 3 \text{ kW}$$

$$E_1 = E_{1Ph} + E_{1Ch} = 2666 + 27965$$

$$E_1 = 30631 \text{ kW}$$

$$E_2 = E_{2Ph} + E_{2Ch} = 17671 + 27965$$

$$E_2 = 45637 \text{ kW}$$

$$E_3 = E_{3Ph} + E_{3Ch} = 36872 + 27965$$

$$E_3 = 64837 \text{ kW}$$

$$E_4 = E_{4Ph} + E_{4Ch} = 92943 + 28303$$

$$E_4 = 121246 \text{ kW}$$

$$E_5 = E_{5Ph} + E_{5Ch} = 46440 + 28303$$

$$E_5 = 74741 \text{ kW}$$

$$E_6 = E_{6Ph} + E_{6Ch} = 22053 + 28303$$

$$E_6 = 50356 \text{ kW}$$

$$E_7 = E_{7Ph} + E_{7Ch} = 1896 + 28303$$

$$E_7 = 30199 \text{ kW}$$

$$E_8 = E_{8Ph} + E_{8Ch} = 1 + 9$$

$$E_8 = 10 \text{ kW}$$

$$E_9 = E_{9Ph} + E_{9Ch} = 2813 + 28339$$

$$E_9 = 31152 \text{ kW}$$

$$E_{10} = E_{10Ph} + E_{10Ch} = 148 + 1495$$

$$E_{10} = 1643 \text{ kW}$$

$$E_{11} = E_{11Ph} + E_{11Ch} = 15594 + 0$$

$$E_{11} = 15594 \text{ kW}$$

$$E_{12} = E_{12Ph} + E_{12Ch} = 22216 + 0$$

$$E_{12} = 22216 \text{ kW}$$

$$E_{13} = E_{13Ph} + E_{13Ch} = 630 + 84269$$

$$E_{13} = 84899 \text{ kW}$$

$$E_{14}=E_{14Ph}+ E_{14Ch}=0+ 808$$

$$E_{14}= 808 \text{ kW}$$

$$E_{15}=E_{15Ph}+ E_{15Ch}=37+ 55$$

$$E_{15}= 92 \text{ kW}$$

$$E_{16}=E_{16Ph}+ E_{16Ch}=19988+55$$

$$E_{16}= 20043 \text{ kW}$$

$$E_{17}=E_{17Ph}+ E_{17Ch}=983+ 1495$$

$$E_{17}=2478 \text{ kW}$$

$$E_{18}=E_{18Ph}+ E_{18Ch}= 139+ 1495$$

$$E_{18}= 1634 \text{ kW}$$

$$E_{19}=E_{19Ph}+ E_{19Ch}=2110+ 0$$

$$E_{19}=2110 \text{ kW}$$

$$E_{20}=E_{20Ph}+ E_{20Ch}=2+ 3$$

$$E_{20}= 5 \text{ kW}$$

$$E_{21}=E_{21Ph}+ E_{21Ch}=1012+ 3$$

$$E_{21}=1015 \text{ kW}$$

$$\eta_{II.kanun}=(E_{12}+E_{18}+E_8+E_{21}-E_{20} +E_{16}-E_{15})/(E_{13})$$

$$\eta_{II.kanun}=(22216+1634 +10+1015-5-0+20043 -92)/(84899)$$

$$\eta_{II.kanun}= 0.52793$$

EK.D. Hava Isıtmalı Kojenerasyon Sistemi Hesabı İçin Fortran'da Yazılmış Programın Kodları

```
program havayakit  
implicit none  
! Variables
```

```
real::T0,T1,T2,T2s,T2s0,T3,m1,na,s1,s2,s3,s4,s5izh,X0,X1,X2,beta,XN2,XCO2,XH2  
O,XO2,s2izh,r,Ma,E2PH,E1,E2
```

```
real::Xb,Xs,eps,fx,f,Xs2,Xb2,Xs4,Xb4,fx2,fx4,eps2,eps4,Wko,h0,h2s,h2,h1,h3,h4,T3  
a,my,yakha,ny
```

```
real::T4,T4a,Nverko,Ekaykomp,s1izh,P0,son1,Egmolsay,Egmolagi,Xb5i,eps5i,Xs5i,f  
x5i,Ts5i,Ts5a,h5i,h5
```

```
real::Xb5,eps5,Xs5,fx5,T5,T5a,h0e,h6,ne,Xb6,eps6,Xs6,fx6,s5,s6,T6,T6a,T7a,T7,h7  
,s7,T8,T8a,T9,T9a,s8,s9
```

```
real::h8,h9,s10,h10,T10,T10a,msu,Xdig,Xyogsu,s0e,XH2Og,s0N2,s0CO2,s0H2O,s0  
O2,s0H2Og,E1Ph,E3Ph,E4Ph
```

```
real::E5Ph,E6Ph,E7Ph,E8Ph,E9Ph,E10Ph,E1Ch,E2Ch,E3Ch,E4Ch,E5Ch,E6Ch,E7  
Ch,E8Ch,E9Ch,e4Chgaz,e4Chsivi
```

```
real::e4Chtop,E3,E4,E5,E6,E7,E8,E9,E10,E10Ch,E11,Sistverimi,Tver,Kver,IDver,Rv  
er,YOver,Ekayo,Ekayr,Ekayk
```

```
real::Ekayld,Ekayt,Esiskay,B1,B2,B3,B4,B5,B6,B7,B8,B9,B10,Cko,Cre,Cyo,Cgt,Cid,  
Cdig,Cekip,Ckurul
```

```
real::Cboru,Colckon,Celekmal,Caltyapi,Cserv,Ctopekip,Ctopdir,Ctesa,Ctopkurser,C  
muh,Cinskar,Ctopkes
```

```
real::Cyilyak,Ccalis,Ccalser,Cfonver,CTOPL,Cdigtop,Ctamorti,Cyilgider,Ctambakim,  
Birkaverim
```

```
real::YOenCik,YOenGir,KOenCik,REKenCik,REKenGir,KOenGir,TUenGir,TUenCik,I  
DenGir,IDenCik,s0
```

```
real::B11,B12,h4a,B4a,Cyilyak12,Ccalser12,Ciscilik,Carsa,Ctesfaalser,Ctesfaalser1  
10,enertop
```

```
real::Cfonver11,Cgentop,Ctambakimtop,Cyilyaktop,Cbuhgel,Celekgel,Cgelyil,Celekt  
rmal,eksertop
```

```
real::Cdigtop11,CtambakimORT,Zk,Zrek,Zyo,Zgt,Zid,Zdig,C5,Cyilyaktop11,C10,C9,  
C6,C4,C7,C1
```

real::C11,C12,C2,C3,C8,ce1,ce2,ce3,ce4,ce5,ce6,ce7,ce8,ce9,ce10,ce11,ce12,KO
enGie,Isilguc

real::KOenCie,REKenGie,REKenCie,YOenGie,YOenCie,TUenGie,TUenCie,IDenGi
e,IDenCie,Turbinguc

real::Ckarsil,T1a,Isilguc1,elisiorani1,elisiorani,SFC,OZG,IDenCikT,LHV,y,YOkayi,Cb
uhgel12

real::Cbuhgeltop12,Cgtkyo,Celek,Cbuhmal,Cdeval,myref,Ck,Cdeval11,ELEKTverimi
,ozgulis,Enyak

real::Eksyak,azot,oksi,co2di,buh,P1,T2a,D1,D2,D3,Dh1,Dh2,Dg1,Dg2,Dg3,T0a,h0ef
,h0ee

real::MAKF,Neq,YTV,YEKO,IAO,Z,Ret,IDet,Molhava,mco2kuru,moksikuru,mazotkur
u,HHV

real::mk,mb,mtophava,mutlaknem,s0azot,s0oksi,s0co2di,s0buh,nsc,nst,T0e,T0ea

real::havaener,yakisilde,Cikanener,s0N2e,s0O2e,s0H2Oge,s0ee,s0CO2e
integer::N,I,ITER

!GIRIS DEGERLERININ CIKTI DOSYASINDA GOSTERILMESI

!Print*, "Giren Havanin kutlesi (kg/s)"
!read*,m1
!Print*, "Giren Yakitın kutlesi (kg/s)"
!read*,my
!KOMPRESÖR ISIL HESAPLARI
!Giren havanın entalpisi
!KUTLESEL
!mk=90.20918072 ve mb=1.090819279 (bejandaki)
!mazot=28.013*0.7748=21.7044724 kg
!moksi=32*0.2059=6.5888 kg
!mco2=44.011*0.0003=0.0132033 kg
!mh2o=0.019*18.015=0.342285 kg
!mkuru=28.3064757 kg
!mtop=28.6487607 kg/kmol
!mazotkuruk=21.7044724/28.3064757=0.76676
!moksikuruk=6.5888/28.3064757=0.23276
!mco2kuruk=0.0132033/28.3064757=0.00047
!MOLAR
!molkuruk=0.7748+0.2059+0.0003=0.9810
!mazotkurum=0.7748/0.9810=0.7898063201
!moksikurum=0.2059/0.9810=0.2098878695
!mco2kurum=0.0003/0.9810=0.0003058103976
!0.7748*N2+0.2059*O2+0.0003*CO2+0.019*H2O
!25C 22C 19,6C
!1.090819gr 1.1983519gr 1.278308gr
!12,092gr/kg 13,3gr/kg 14,2gr/kg
! 127.82 120.516 113.212 105.908 98.604 91.3
! 83.996 76.692 69.388 62.084 54.78

```

m1=91.3
my=1.64
nsc=0.86
nst=0.86
r=10.0
!mb=1.090819279
!mk=91.3-mb
!mazotkuru=mk*0.76676
!moksikuru=mk*0.23276
!mco2kuru=mk*0.00047
!Print*, "havadaki azotun kutlesi",mazotkuru,"kg"
!Print*, "havadaki oksijenin kutlesi",moksikuru,"kg"
!Print*, "havadaki karbondioksitin kutlesi",mco2kuru,"kg"
!Print*, "havadaki buharın kutlesi",mb,"kg"
!mutlaknem=mb/mk
!Print*, "havanın mutlak nemi",mutlaknem,""
!mtophava=mazotkuru+moksikuru+mco2kuru+mb

!Molhava=(mazotkuru/28.013+moksikuru/32+mco2kuru/44.011+mb/18.015)
!Print*, "havanın toplam kutlesi",mtophava,"kg"

!azot=(mazotkuru/28.013)/Molhava
!oksi=(moksikuru/32)/Molhava
!co2di=(mco2kuru/44.011)/Molhava
!buh=(mb/18.015)/Molhava
azot=0.7748
oksi=0.2059
co2di=0.0003
buh=0.019

Print*, "havadaki azotun mol yüzdesi",azot,""
Print*, "havadaki oksijenin mol yüzdesi",oksi,""
Print*, "havadaki karbondioksitin mol yüzdesi",co2di,""
Print*, "havadaki buharın mol yüzdesi",buh,""
P1=1.013
Print*, "Atmosfer basinci (P1) BAR",P1,""
Print*, "kompresor sikistirma orani (r)",r,""
T1=298.15
T1a=T1/1000.0
h1=(1000.0*(azot*(-9.982+30.418*(T1a)+2.544*((T1a)**2.0)/2.0+0.238/(T1a))
+oksi*(-9.589+29.154*(T1a)+6.477*((T1a)**2.0)/2.0+0.184/(T1a)-1.017*(((T1a)**
(3.0))/3.0))+co2di*(-413.886+51.128*(T1a)+4.368*((T1a)**2.0)/2.0 +1.469/(T1a))+
buh*(-253.871+34.376*(T1a)+7.841*((T1a)**2.0)/2.0+0.423/(T1a))))
!Giren havanın entropisi
s1=azot*((16.203+30.418*log(T1)+2.544*(T1a)+0.238*((T1a)**(-2.0))/2.0)-8.314*
log(azot*P1))+oksi*((36.116+29.154*log(T1)+6.477*(T1a)+0.184*((T1a)**(-2.0))/2.0-
1.017*((T1a)**2.0)/2.0)-8.314*log(oksi*P1))+co2di*((-87.078+51.128*log(T1) + 4.368
*(T1a)+1.469*((T1a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(co2di*P1))+buh*((-11.750+ 34.376
*log(T1)+7.841*(T1a)+0.423*((T1a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(buh*P1))
D1=azot*(-(16.203+30.418*log(T1)+2.544*(T1a)+0.238*((T1a)**(-2.0))/2.0)-
8.314*log(r))+oksi*(-(36.116+29.154*log(T1)+6.477*(T1a)+0.184*((T1a)**(-2.0))/2.0-
1.017*((T1a)**2.0)/2.0)-8.314*log(r))+co2di*(-(-87.078+51.128*log(T1)+ 4.368*
(T1a)+1.469*((T1a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(r))+buh*(-(-11.750+34.376*log(T1)+7.841
*(T1a)+0.423*((T1a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(r))

```

```

D2=azot*16.203+oksi*36.116+co2di*(-87.078)+buh*(-11.75)
D3=(0.002544*azot+0.006477*oksi+0.004368*co2di+0.007841*buh)
Print*, "giren havanın entalpisi h1=", h1, "kJ/kmol"
Print*, "giren havanın entropisi s1=", s1, "kJ/kmol K"
Print*, "hesapta kullanılacak değer D1=", D1
Print*, "hesapta kullanılacak değer D2=", D2
Print*, "hesapta kullanılacak değer D3=", D3
!Kompresör izentropik çıkıs sıcaklığı iterasyonu T2s hesabı
Xb=300
eps=0.1
ITER=1
18 Xs=Xb+0.01
fx=(((((azot*(30.418*(log(Xs))+0.238*(((Xs/1000)**(-2))/2))+oksi*(29.154*(log(Xs))
+0.184*(((Xs/1000)**(-2))/2)-1.017*(((Xs/1000)**2)/2))+co2di*(51.128*(log(Xs))+
1.469*(((Xs/1000)**(-2))/2))+buh*(34.376*(log(Xs))+0.423*(((Xs/1000)**(-2))/2)))+
D2+D1))/(-D3)-Xs
if (abs(fx).LE.eps)then
Print*, "Kompresor izentropik sıcaklığı T2s=", Xs, "K"
go to 20
end if
Xb=Xs
ITER=ITER+1
go to 18
!Kompresor çıkısındaki izentropik entalpi h2s hesabı
20 T2s=Xs/1000
h2s=(1000.0*(azot*(-9.982+30.418*(T2s)+2.544*((T2s)**2.0)/2.0+0.238/(T2s))+
oksi*(-9.589+29.154*(T2s)+6.477*((T2s)**2.0)/2.0+0.184/(T2s)-1.017*(((T2s)**
(3.0))/(3.0))+co2di*(-413.886+51.128*(T2s)+4.368*((T2s)**2.0)/2.0+1.469/(T2s))+
buh*(-253.871+34.376*(T2s)+7.841*((T2s)**2.0)/2.0+0.423/(T2s))))
Print*, "Kompresor çıkısındaki izentropik entalpi h2s=", h2s, "kJ/kmol"
!Kompresor çıkısındaki entalpi h2 hesabı
h2=h1+(h2s-h1)/nsc
Print*, "Kompresor çıkısındaki entalpisi h2=", h2, "kJ/kmol"
Dh2=(30418.0*azot+29154.0*oksi+51128.0*co2di+34376.0*buh)/1000.0
Print*, "hesapta kullanılacak değer Dh2=", Dh2
!Kompresör çıkıs sıcaklığı iterasyonu T2 hesabı
Xb2=300
eps2=0.1
ITER=1
22 Xs2=Xb2+0.01
fx2=(-h2+(1000.0*(azot*(-9.982+1.272*(Xs2/1000.0)**2.0+0.238/(Xs2/1000.0))+oksi*(-
9.589+3.2385*(Xs2/1000.0)**2.0+0.184/(Xs2/1000.0)-0.339*(Xs2/1000.0)**3.0)+
co2di*(-413.886+2.184*(Xs2/1000.0)**2.0+1.469/(Xs2/1000.0))+buh*(-253.871+
3.9205*(Xs2/1000.0)**2.0+0.423/(Xs2/1000.0)))))/(-Dh2)-Xs2
if (abs(fx2).LE.eps2)then
Print*, "Kompresor çıkıs sıcaklığı T2=", Xs2, "K"
go to 24
end if
Xb2=Xs2
ITER=ITER+1
go to 22
24 T2=Xs2
T2a=T2/1000.0

```

```

s2=azot*((16.203+30.418*log(T2)+2.544*(T2a)+0.238*((T2a)**(-2.0))/2.0)-8.314*
log(azot*r*P1))+oksi*((36.116+29.154*log(T2)+6.477*(T2a)+0.184*((T2a)**(-2.0))/
2.0-1.017*((T2a)**2.0)/2.0)-8.314*log(oksi*r*P1))+co2di*((-87.078+51.128*log(T2)
+4.368*(T2a)+1.469*((T2a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(co2di*r*P1))+buh*((-11.750+
34.376*log(T2)+7.841*(T2a)+0.423*((T2a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(buh*r*P1))
Print*, "Kompresor cikis havasinin entropisi s2=", s2, "kJ/kmol K"
!Ma=28.649
Ma=((azot*28.013)+(oksi*31.999)+(buh*18.015)+(co2di*44.011))
Print*, "Giren havanın mol ağırlığı", Ma
na=m1/Ma
Print*, "Giren havanın mol sayısı", na
Wko=na*(h2-h1)
Print*, "Kompresor isi Wko=", Wko, "kW"
!h0=-4714.7
T0=298.15
T0a=T0/1000.0
h0=(1000.0*(azot*(9.982+30.418*(T0a)+2.544*((T0a)**2.0)/2.0+0.238/(T0a))+oksi*(-
9.589+29.154*(T0a)+6.477*((T0a)**2.0)/2.0+0.184/(T0a)-1.017*(((T0a)**(3.0))/
3.0))+co2di*(-413.886+51.128*(T0a)+4.368*((T0a)**2.0)/2.0+1.469/(T0a))+buh*(-
253.871+34.376*(T0a)+7.841*((T0a)**2.0)/2.0+0.423/(T0a))))
s0azot=191.61-8.314*log(azot*1.013)
s0oksi=205.146-8.314*log(oksi*1.013)
s0co2di=213.794-8.314*log(co2di*1.013)
s0buh=188.824-8.314*log(buh*1.013)

s0=azot*s0azot+oksi*s0oksi+co2di*s0co2di+buh*s0buh
Print*, "havanin standart sartlardaki entalpisi=", h0, "kJ/kmol"
Print*, "Havanın s0 entropisi s0=", s0, "kJ/kmol K"

```

!REKUPERATOR HESABI

```

T3=850.0
T3a=T3/1000.0
h3=(1000.0*(azot*(9.982+30.418*(T3a)+2.544*((T3a)**2.0)/2.0+0.238/(T3a))+oksi*(-
9.589+29.154*(T3a)+6.477*((T3a)**2.0)/2.0+0.184/(T3a)-1.017*(((T3a)**(3.0))/
3.0))+co2di*(-413.886+51.128*(T3a)+4.368*((T3a)**2.0)/2.0+1.469/(T3a))+buh*(-
253.871+34.376*(T3a)+7.841*((T3a)**2.0)/2.0+0.423/(T3a))))

Print*, "Rekuperator cikisindaki hava entalpisi h3=", h3, "kJ/kmol"
s3=azot*((16.203+30.418*log(T3)+2.544*(T3a)+0.238*((T3a)**(-2.0))/2.0)-8.314*
log(azot*r*P1*0.95))+oksi*((36.116+29.154*log(T3)+6.477*(T3a)+0.184*((T3a)**(-
2.0))/2.0-1.017*((T3a)**2.0)/2.0)-8.314*log(oksi*r*P1*0.95))+co2di*((-87.078+
51.128*log(T3)+4.368*(T3a)+1.469*((T3a)**(-2.0))/2.0)-
8.314*log(co2di*r*P1*0.95))+buh*((-11.750+34.376*log(T3)+7.841*(T3a)+
0.423*((T3a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(buh*r*P1*0.95))
Print*, "Rekuperator cikisindaki hava entropisi s3=", s3, "kJ/kmol K"

```

!YANMA ODASI HESABI

```

ny=my/16.043
yakha=ny/na
XN2=azot/(1+yakha)
XCO2=(co2di+yakha)/(1+yakha)
XH2O=(buh+2*yakha)/(1+yakha)
XO2=(oksi-2*yakha)/(1+yakha)

```

```

Print*, "Giren yakitin mol sayisi ", ny
Print*, "egzoztaki azotun yuzdesi", XN2
Print*, "egzoztaki CO2 yuzdesi", XCO2
Print*, "egzoztaki oksijen yuzdesi ", XO2
Print*, "egzoztaki subuhari yuzdesi", XH2O
Egmolsay=na*azot+(ny+na*co2di)+(2*ny+buh*na)+(oksi*na-2*ny)
Egmolagi=((na*azot*28.013)+(oksi*na-2*ny)*31.999+((ny+na*co2di)*44.011)+
((2*ny+buh*na)*18.015))/Egmolsay

T10=298.15
T10a=T10/1000
h10=(1000*(-81.242+11.933*T10a+77.647*(T10a**2.0)/2.0-0.142*(T10a**(-1.0))-
18.414 *(T10a**3.0)/3.0))
s10=(96.731+11.933*(log(T10))+77.647*T10a-0.142*(T10a**(-2.0))/2.0-18.414*
(T10a**2.0)/2.0)
Print*, "Giren Metanin entropisi s10=", s10, "kJ/kmol K"
Print*, "Giren Metanin entalpisi h10=", h10, "kJ/kmol"
Print*, "egzoz mol agirligi ", Egmolagi, "kg/kmol"
Print*, "egzoz mol sayisi ", Egmolsay
!nyCH4+na(azotN2+oksiO2+co2diCO2+buhH2O----
na*azotN2+(ny+na*co2di)CO2+(2ny+na*buh)H2O+(oksi*na-2ny)O2

!CH4+2{3.763N2+O2+0.001457CO2+0.092278H2O}==== 7.526N2+
1.002914CO2+ 2.184556H2O}
!y=0.29815
!LHV=((1+yakha)*XCO2*10.0**3.0*(413.886+51.128*y+4.368*y**2.0/2.0+1.469*y**(-
1.0))+ (1+yakha)*XH2O*10.0**3.0*(-253.871+34.376*y+7.841*y**2.0/2.0+0.423*y**(-
1.0))-(0.0003*XCO2*10.0**3.0*(-413.886+51.128*y+4.368*y**2.0/2.0+1.469*y**(-
1.0)))-0.019*XH2O*10.0**3.0*(-253.871+34.376*y+7.841*y**2.0/2.0+0.423*y**(-
1.0))-yakha*10.0**3.0*(-81.242+11.933*y+77.647*(y**2.0)/2.0-0.142*(y**(-1.0))-
18.414 *(y**3.0)/3.0));
!Print*, "LHV", LHV
!TAM BUHAR İÇİN KULLANILACAK
! LHV=802361.0
!Print*, "LHV", LHV
!h4=(-0.02*yakha*LHV+h3+yakha*h10)/(1+yakha)
!YOkayi=ny*0.02*LHV
!TAM SIVI İÇİN KULLANILACAK
!HHV=890303.0-285838.0*na*buh-393522.0*na*co2di
!HHV=((1+yakha)*XCO2*10.0**3.0*(413.886+51.128*y+4.368*y**2.0/2.0+1.469*y**(-
1.0))+ (1+yakha)*XH2O*10.0**3.0*(-289.932+20.355*y+109.198*(y**2.0)/2.0-
2.033*y**(-1.0))-(0.0003*XCO2*10.0**3.0*(-413.886+51.128*y+4.368*y**2.0/2.0+
1.469*y**(-1.0)))-0.019*XH2O*10.0**3.0*(-289.932+20.355*y+109.198*(y**2.0)/2.0-
2.033*y**(-1.0))-yakha*10.0**3.0*(-81.242+11.933*y+77.647*(y**2.0)/2.0-0.142*
(y**(-1.0))-18.414*(y**3.0)/3.0)))
!HHV=-(-393522.0*1.002914-285838.0*2.184556+74873.0)
!HHV=-(-393522.0*(ny)-285838.0*(2*ny)+ny*74873.0)
HHV=890303.0
Print*, "HHV", HHV
h4=(-0.02*yakha*HHV+h3+yakha*h10)/(1+yakha)
YOkayi=ny*0.02*HHV
!yakisilde=874500.0
!Print*, "yakisilde Kismi Buhar icin", yakisilde
!h4=(-0.02*yakha*yakisilde+h3+yakha*h10)/(1+yakha)

```

```

!YOkayi=ny*0.02*yakisilde
Print*, "Yanma odasi egzoz cikis entalpisi h4=", h4, "kJ/kmol"
havaener=-((-285838.0+241856)*na*buh)
Print*, "havaener=", havaener, "kW"
Print*, "yanma odasindaki kayip =", YOkayi, "kW"
!Yanma odasi cikis sicakligi iterasyonu T4 hesabi
Xb4=600
eps4=0.01
ITER=1
42 Xs4=Xb4+0.001
fx4=((-h4+1000*XN2*(-9.982+0.000001272*Xs4**2.0+238.0/Xs4)+1000*XO2*(-
9.589+0.0000032385*Xs4**2.0+184.0/Xs4+0.000000000339*Xs4**3.0)+1000*XCO2*
(-413.886+0.000002184*Xs4**2.0+1469.0/Xs4)+1000*XH2O*(-253.871+
0.0000039205*Xs4**2.0+423.0/Xs4))/(-30.418*XN2-29.154*XO2-51.128*XCO2-
34.376*XH2O))-Xs4

if (abs(fx4).LE.eps4)then
Print*, "Yanma odasi cikis sicakligi T4=", Xs4, "K"
go to 44
end if
Xb4=Xs4
ITER=ITER+1
go to 42
44 T4=Xs4+1.0
T4a=T4/1000
s4=XN2*((16.203+30.418*log(T4)+2.544*(T4a)+0.238*((T4a)**(-2.0))/2.0)-8.314*
log(XN2*rP1*0.9025))+XO2*((36.116+29.154*log(T4)+6.477*(T4a)+0.184*((T4a)**(
-2.0))/2.0-1.017*((T4a)**2.0)/2.0)-8.314*log(XO2*rP1*0.9025))+XCO2*((-87.078+
51.128*log(T4)+4.368*(T4a)+1.469*((T4a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XCO2*rP1*
0.9025))+XH2O*((-11.750+34.376*log(T4)+7.841*(T4a)+0.423*((T4a)**(-2.0))/2.0)-
8.314*log(XH2O*rP1*0.9025))
Print*, "Yanma odasi cikisindaki entropi s4=", s4, "kJ/kmol K"

!GAZ TURBİNİ HESABI
s5izh=(-(XN2*(51.539+24.229*log(T4)+0.010521*T4-90000.0/T4**2.0-
0.0000011575*T4**2.0)+XO2*(36.116+29.154*log(T4)+0.006477*T4+92000.0/T4**2
.0-0.0000005085*T4**2.0)+XCO2*(-87.078+51.128*log(T4)+0.004368*T4+
734500.0/T4**2.0)+XH2O*(-67.147+20.355*log(T4)+0.1091980*T4+1016500.0/
(T4)**2.0))-8.314*log(1.099/(rP1*0.9025)))
Print*, "hesapta kullanılacak değer s5izh=", s5izh
!Gaz Turbini izentropik cikis sicakligi iterasyonu T5iz hesabi
Xb5i=500
eps5i=0.01
ITER=1
52 Xs5i=Xb5i+0.001
fx5i=((s5izh+XN2*(51.53+24.22*log(Xs5i)+0.0104*Xs5i-90000.00/(Xs5i**2)-
0.0000011575*(Xs5i**2))+XO2*(36.116+29.154*log(Xs5i)+0.0064*Xs5i+92000.0/(Xs
5i**2)-0.0000005085*Xs5i**2)+XCO2*(-87.078+51.128*log(Xs5i)+0.0043*Xs5i+
734500.0/(Xs5i**2))+XH2O*(11.75+34.37*log(Xs5i)+0.0078*Xs5i+211500.0/(Xs5i**2
))))
if (abs(fx5i).LE.eps5i)then
Print*, "Gaz Turbini izentropik cikis sicakligi T5iz=", Xs5i, "K"
go to 54

```

```

end if
Xb5i=Xs5i
ITER=ITER+1
go to 52
54 Ts5i=Xs5i
Ts5a=Ts5i/1000
h5i=1000*XN2*(-9.98+30.42*Ts5a+1.272*Ts5a**2.0+0.24/Ts5a)+1000*XO2*(-
9.589+29.2*Ts5a+3.24*Ts5a**2.0+0.184/Ts5a-0.339*Ts5a**3.0)+1000*XCO2*(-
413.886+51.128*Ts5a+2.184*Ts5a**2.0+1.469/Ts5a)+1000*XH2O*(-253.871+
34.376*Ts5a+3.9205*Ts5a**2.0+0.423/Ts5a)
Print*, "Gaz Turbini izentropik cikis entalpisi h5iz=", h5i, "kJ/kmol"
h5= h4-nst*(h4-h5i)
Print*, "Gaz Turbini cikis entalpisi h5=", h5, "kJ/kmol"
!Gaz Turbini cikis sıcaklığı iterasyonu T5 hesabı
Xb5=500
eps5=0.1
ITER=1
56 Xs5=Xb5+0.01
fx5=((-h5+1000*XN2*(-9.982+0.000001272*Xs5**2.0+238.0/Xs5)+1000*XO2*(-
9.589+0.00000324*Xs5**2.0+184.0/Xs5-0.000000000339*Xs5**3.0)+1000*XCO2*(-
413.886+0.000002184*Xs5**2.0+1469.0/Xs5)+1000*XH2O*(-253.871+
0.0000039205*Xs5**2.0+423.0/Xs5))/(-30.418*XN2-29.154*XO2-51.128*XCO2-
34.376*XH2O))-Xs5

if (abs(fx5).LE.eps5)then
Print*, "Gaz Turbini cikis sicakligi T5=", Xs5, "K"
go to 58
end if
Xb5=Xs5
ITER=ITER+1
go to 56
58 T5=Xs5+1.0
T5a=T5/1000
s5=XN2*((16.203+30.418*log(T5)+2.544*(T5a)+0.238*((T5a)**(-2.0))/2.0)-8.314*
log(XN2*1.099))+XO2*((36.116+29.154*log(T5)+6.477*(T5a)+0.184*((T5a)**(-2.0))
/2.0-1.017*((T5a)**2.0)/2.0)-8.314*log(XO2*1.099))+XCO2*((-87.078+51.128*
log(T5)+4.368*(T5a)+1.469*((T5a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XCO2*1.099))+XH2O*((-
11.750+34.376*log(T5)+7.841*(T5a)+0.423*((T5a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XH2O
*1.099))
Print*, "Gaz Turbini cikisindaki entropi s5=", s5, "kJ/kmol K"
!AKIŞLARIN ENTALPİ VE ENTROPİSİNİN HESABI

!TAM BUHAR İÇİN KULLANILACAK
!s0N2=191.61 -8.314*log(XN2*1.013)
!s0O2=205.146-8.314*log(XO2*1.013)
!s0CO2=213.794-8.314*log(XCO2*1.013)
!s0H2O=188.824-8.314*log(XH2O*1.013)
!s0e= XN2*s0N2+XO2*s0O2+XCO2*s0CO2+XH2O*s0H2O
!h0e=XCO2*(-393521)+XH2O*(-241856)

!TAM SIVI İÇİN KULLANILACAK
!Baca gazındaki buharın tam sıvı olduğu durum
s0N2=191.61-8.314*log(XN2/(1-XH2O)*1.013)
s0O2=205.146-8.314*log(XO2/(1-XH2O)*1.013)

```

```

s0CO2=213.794-8.314*log(XCO2/(1-XH2O)*1.013)
s0H2O=188.824-8.314*log(XH2O/(1-XH2O)*1.013)
h0e=XCO2*(-393521)+XH2O*(-285829)
s0e= XN2*s0N2+XO2*s0O2+XCO2*s0CO2+XH2O*69.948
Print*, "Egzoz gazinin h0 entalpisi h0e=", h0e, "kJ/kmol"
Print*, "Egzoz gazinin s0e entropisi s0e=", s0e, "kJ/kmol K"

Print*, " s0N2", s0N2
Print*, " s0O2", s0O2
Print*, " s0CO2", s0CO2
Print*, " s0H2O", s0H2O
!Print*, " s0H2Og", s0H2Og

!T0e=298.15
!T0ea=298.15/1000.0
!h0ee=1000*XN2*(-9.982+30.418*T0ea+1.272*T0ea**2.0+0.238/T0ea)+ 1000*
XO2*(-9.589+29.154*T0ea+3.2385*T0ea**2.0+0.184/T0ea-0.339*T0ea**3.0)+1000*
XCO2*(-413.886+51.128*T0ea+2.184*T0ea**2.0+1.469/T0ea)+1000*XH2O*(-
253.871+34.376*T0ea+3.9205*T0ea**2.0+0.423/T0ea)
!Print*, "Atmosfere atilan egzozun entalpisi h0ee=", h0ee, "kJ/kmol"
!h0e=h0ef
ne=Egmolsay
h6=h5-na*(h3-h2)/ne
Print*, "Rekuperator cikis entalpisi h6=", h6, "kJ/kmol"

!Rekuperator cikis sıcaklığı iterasyonu T6 hesabı
Xb6=500
eps6=0.1
ITER=1
66 Xs6=Xb6+0.01
fx6=((-h6+1000*XN2*(-9.982+0.000001272*Xs6**2.0+238.0/Xs6)+1000*XO2*(-
9.589+0.0000032385*Xs6**2.0+184.0/Xs6-0.000000000339*Xs6**3.0)+1000*XCO2
*(-413.886+0.000002184*Xs6**2.0+1469.0/Xs6)+1000*XH2O*(-253.871+
0.0000039205*Xs6**2.0+423.0/Xs6))/(-30.418*XN2-29.154*XO2-51.128*XCO2-
34.376*XH2O))-Xs6
if (abs(fx6).LE.eps6)then
Print*, "Rekuperator cikis sicakligi T6=", Xs6, "K"
go to 68
end if
Xb6=Xs6
ITER=ITER+1
go to 66
68 T6=Xs6
T6a=T6/1000
s6=XN2*((16.203+30.418*log(T6)+2.544*(T6a)+0.238*((T6a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(
XN2*1.099*0.97))+XO2*((36.116+29.154*log(T6)+6.477*(T6a)+0.184*((T6a)**(-
2.0))/2.0-1.017*((T6a)**2.0)/2.0)-8.314*log(XO2*1.099*0.97))+XCO2*((-87.078+
51.128*log(T6)+4.368*(T6a)+1.469*((T6a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XCO2*1.099*
0.97))+XH2O*((-11.750+34.376*log(T6)+7.841*(T6a)+0.423*((T6a)**(-2.0))/2.0)-
8.314*log(XH2O*1.099*0.97))

Print*, "Rekuperator cikisindaki entropi s6=", s6, "kJ/kmol K"

!!ISI DEĞİŞTİRİCİSİ HESABI

```

!Atılan egzoz hesabı

T7=426.0

T7a=T7/1000

h7=1000*XN2*(-9.982+30.418*T7a+1.272*T7a**2.0+0.238/T7a)+1000*XO2*(-9.589+29.154*T7a+3.2385*T7a**2.0+0.184/T7a-0.339*T7a**3.0)+1000*XCO2*(-413.886+51.128*T7a+2.184*T7a**2.0+1.469/T7a)+1000*XH2O*(-253.871+34.376*T7a+3.9205*T7a**2.0+0.423/T7a)

Print*, "Atmosfere atılan egzozun entalpisi h7=", h7, "kJ/kmol"

s7=XN2*((16.203+30.418*log(T7)+2.544*(T7a)+0.238*((T7a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XN2*1.013))+XO2*((36.116+29.154*log(T7)+6.477*(T7a)+0.184*((T7a)**(-2.0))/2.0-1.017*((T7a)**2.0)/2.0)-8.314*log(XO2*1.013))+XCO2*((-87.078+51.128*log(T7)+4.368*(T7a)+1.469*((T7a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XCO2*1.013))+XH2O*((-11.750+34.376*log(T7)+7.841*(T7a)+0.423*((T7a)**(-2.0))/2.0)-8.314*log(XH2O*1.013))

Print*, "Atmosfere atılan egzozun entropisi s7=", s7, "kJ/kmol K"

Print*, "Atmosfere atılan egzozun Sicakligi T7=", T7, "K"

!Isı değıştiricisindeki suyun hesabı

T8=298.15

T8a=298.15/1000

s8=(-67.147+20.355*(log(T8))+109.198*T8a-2.033*((T8a)**(-2.0))/2.0)

h8=((10.0**3.0)*(-289.932+20.355*T8a+109.198*(T8a**2.0)/2.0-2.033*T8a**(-1.0)))

Print*, "Isi degistiricisine giren suyun entropisi s8=", s8, "kJ/kmol K"

Print*, "Isi degistiricisine giren suyun entalpisi h8=", h8, "kJ/kmol"

T9=485.57

T9a=485.57/1000

s9=(-67.147+20.355*(log(T9))+109.198*T9a-2.033*((T9a)**(-2.0))/2.0)

h9=((10.0**3.0)*(-289.932+20.355*T9a+109.198*(T9a**2.0)/2.0-2.033*T9a**(-1.0)))

msu=Egmolsay*(h6-h7)/(2799.5-106.5)

Print*, "Isi degistiricisinde ısıtılan suyun kutlesi msu=", msu, "kg/s"

Print*, "Isi degistiricisinden çıkan suyun entropisi s9=", s9, "kJ/kmol K"

Print*, "Isi degistiricisinden çıkan suyun entalpisi h9=", h9, "kJ/kmol"

!AKIŞLARIN ENERJİSİ, FİZİKSEL VE KİMYASAL EKSERJİSİNİN HESABI

B1=Egmolsay*(h1-h0)

print*, "Kompresore giriş enerjisi", B1, "kW"

B2=Egmolsay*(h2-h0)

print*, "Kompresore çıkış enerjisi", B2, "kW"

B3=Egmolsay*(h3-h0)

print*, "yanma odası giriş enerjisi", B3, "kW"

B4=Egmolsay*(h4-h0e)

print*, "yanma odası çıkış enerjisi", B4, "kW"

B5=Egmolsay*(h5-h0e)

Print*, "gaztürbini çıkış egzoz enerjisi", B5, "kW"

B6=Egmolsay*(h6-h0e)

Print*, "rekuperator çıkış enerjisi B6=", B6, "kW"

B7=Egmolsay*(h7-h0e)

Print*, "baca enerjisi B7=", B7, "kW"

B8=msu*(106.5-104.88)

Print*, "Isi degistiricisine giren suyun enerjisi B8=", B8, "kW"

```

B9=msu*(2799.5-104.88)
Print*,"İsi degistiricisinden cikan buharın enerjisi B9=",B9,"kW"
!TAM BUHAR İÇİN KULLANILACAK
!B10=my*(802361.0/16.043)
!TAM SIVI İÇİN KULLANILACAK
B10=my*(890303.0/16.043)
!B10=my*(yakisilde/16.043)
Print*,"Tesis verilen yakıtın kimyasal ve fiziksel enerjisi B10=",B10,"kW"
B11=Wko
Turbinguc=Egmolsay*(h4-h5)-Wko
B12=Turbinguc
Print*,"Kompresöre verilen enerji B11=",B11,"kW"
Print*,"Turbinden elde edilen enerji Turbinguc=",Turbinguc,"kW"
Print*,"Turbinden elde edilen enerji B12=",B12,"kW"
Birkaverim=(Turbinguc+(msu*(2799.5-106.5)))/(B10)
Print*,"Tesisin birinci kanun verimi Birkaverim=",Birkaverim
Print*,"TESİSİN ENTALPI DENGESİ"
KOenGir=na*h1+Wko
Print*,"Kompresöre giren enerji =",KOenGir,"kJ"
KOenCik=na*h2
Print*,"Kompresörden cikan enerji =",KOenCik,"kJ"
REKenGir=na*h2+Egmolsay*h5
Print*,"Rekuperatöre giren enerji =",REKenGir,"kJ"
REKenCik=Egmolsay*h6+na*h3
Print*,"Rekuperatörden cikan enerji =",REKenCik,"kJ"
YOenGir=(ny*(-74872)+h3*na)
Print*,"Yanma Odasına giren entalpi Hyogi=",YOenGir,"kJ"
YOenCik=Egmolsay*h4+YOkayi
Print*,"Yanma Odasından cikan entalpi Hyoçi=",YOenCik,"kJ"
TUenGir=Egmolsay*h4
Print*,"Turbine verilen enerji =",TUenGir,"kJ"
TUenCik=Egmolsay*h5+Turbinguc+Wko
Print*,"Turbinden alınan enerji =",TUenCik,"kJ"
IDenGir=Egmolsay*(h6-h7)
Print*,"İsi Degistiricisine verilen enerji =",IDenGir,"kJ"
IDenCik=msu*(2799.5-106.5)
Print*,"İsi Degistiricisinden alınan enerji =",IDenCik,"kJ"
IDenCikT=Egmolsay*(h6-h7)
Print*,"İsi Degistiricisinden kayıplarla beraber alınan enerji =",IDenCikT,"kJ"

!KİSMİ BUHAR İÇİN KULLANILACAK
!0.0317 =(1.013)*XH2Og/(XN2+XO2+XCO2+XH2Og)
XH2Og=0.0323*(XN2+XO2+XCO2)
Xdig=1-XH2O
Xyogsu=XH2O-XH2Og
s0N2e=191.61-8.314*log(XN2/(1-Xyogsu)*1.013)
s0O2e=205.146-8.314*log(XO2/(1-Xyogsu)*1.013)
s0CO2e=213.794-8.314*log(XCO2/(1-Xyogsu)*1.013)
s0H2Oge=188.824-8.314*log(XH2Og/(1-Xyogsu)*1.013)
s0ee=XN2*s0N2e+XO2*s0O2e+XCO2*s0CO2e+XH2Og*s0H2Oge+Xyogsu*69.948
Print*," Xdig",Xdig
Print*," Xyogsu",Xyogsu
Print*," XH2Og",XH2Og
h0ee=XCO2*(-393521)+XH2Og*(-241856)+Xyogsu*(-285829)

```

```

Print*, " h0ee", h0ee
Print*, " s0ee", s0ee
E1Ph=0.0
Print*, " E1Ph=", E1Ph
E2Ph=m1*(h2-h0-298.15*(s2-s0))/Ma
Print*, " E2Ph=", E2Ph
E3Ph=m1*(h3-h0-298.15*(s3-s0))/Ma
Print*, " E3Ph=", E3Ph
E4Ph=Egmolsay*(h4-h0ee-298.15*(s4-s0ee))
Print*, " E4Ph=", E4Ph
E5Ph=Egmolsay*(h5-h0ee-298.15*(s5-s0ee))
Print*, " E5Ph=", E5Ph
E6Ph=Egmolsay*(h6-h0ee-298.15*(s6-s0ee))
E7Ph=Egmolsay*(h7-h0ee-298.15*(s7-s0ee))
Print*, " E6Ph=", E6Ph
Print*, " E7Ph=", E7Ph
E8Ph=msu*1.695
E9PH=msu*913.620975
Print*, " E8Ph=", E8Ph
Print*, " E9Ph=", E9Ph
E10Ph=ny*8.314*298.15*(log(12.0))
Print*, " E10Ph=", E10Ph
!Akışların kimyasal ekserjisi
E1Ch=0.0
E2Ch=0.0
E3Ch=0.0
Print*, " E1Ch= E2Ch= E3Ch=0.0"
!KİSMİ BUHAR İCİN KULLANILACAK
e4Chgaz=(1-Xyogsu)*((XN2/(1-Xyogsu))*639+(XO2/(1-Xyogsu))*3951+(XCO2/(1-
Xyogsu))*14176+(XH2Og/(1-Xyogsu))*8636+(8.314*298.15*((XN2/(1-Xyogsu))*
log(XN2/(1-Xyogsu))+(XO2/(1-Xyogsu))*log(XO2/(1-Xyogsu))+(XCO2/(1-Xyogsu))
*log(XCO2/(1-Xyogsu))+(XH2Og/(1-Xyogsu))*log(XH2Og/(1-Xyogsu))))))

Print*, "e4Chgaz=", e4Chgaz, "kJ/kmol"
e4Chsivi=Xyogsu*45.0
Print*, "e4Chsivi=", e4Chsivi, "kJ/kmol"
e4Chtop=e4Chgaz+e4Chsivi
Print*, "e4Chtop=", e4Chtop, "kJ/kmol"

E4Ch=(m1+my)*e4Chtop/Egmolagi
E5Ch=E4Ch
E6Ch=E4Ch
E7Ch=E4Ch
Print*, "E4Ch=E5Ch=E6Ch=E7Ch=", E4Ch, "kW"
E8Ch=45.0*msu/18.015
E9Ch=45.0*msu/18.015
E10Ch=my*824348/16.043
Print*, "E10Ch=", E10Ch, "kW"
E1=0.0
Print*, "E1=", E1, "kW"
E2=E2Ph+ E2Ch
Print*, "E2=", E2, "kW"
Print*, "E3=", E3Ph, "kW"
E4=E4Ph+E4Ch

```

```

Print*, "E4=", E4, "kW"
E5=E5Ph+E5Ch
Print*, "E5=", E5, "kW"
E6=E6Ph+E6Ch
Print*, "E6=", E6, "kW"
E7=E7Ph+E7Ch
Print*, "E7=", E7, "kW"
E8=E8Ch+E8Ph
E9=E9Ch+E9Ph
E10=E10Ch+E10Ph
Print*, "E8=", E8, "kW"
Print*, "E9=", E9, "kW"
Print*, "E10=", E10, "kW"
Isilguc=E9
Isilguc1=B9
!SİSTEMİN VE ELEMANLARININ VERİM VE KAYIPLARI
Sistverimi=(Turbinguc+(E9-E8))/(E10)
Print*, "Sistverimi=", Sistverimi
E11=Wko
E2=E2Ph
E3=E3Ph
Kver=(E2-E1)/E11
Print*, "Kompresorverimi=", Kver
Tver=Turbinguc/(E4-E5-E11)
Print*, "Turbinverimi=", Tver
IDver=(E9-E8)/(E6-E7)
Print*, "Isi degistiricisi verimi=", IDver
Rver=(E3-E2)/(E5-E6)
Print*, "Rekuperator verimi=", Rver
YOver=E4/(E3+E10)
Print*, "Yanma Odasi verimi=", YOver
!Sistem elemanlarının kayıpları
Ekayo=E3+E10-E4
Print*, "Yanma Odasının ekserji kaybi=", Ekayo
Ekayr=(E5-E6)-(E3-E2)
Print*, "Rekuperatordeki ekserji kaybi=", Ekayr
Ekayk=E1+E11-E2
Print*, "Kompresordeki ekserji kaybi=", Ekayk
Ekayt=E4-E11-E5-Turbinguc
Print*, "Gaz turbinindeki ekserji kaybi=", Ekayt
Ekayld=(E6-E7)-(E9-E8)
Print*, "Isi degistiricisindeki ekserji kaybi=", Ekayld
Esiskay=Ekayo+Ekayr+Ekayk+Ekayt+Ekayld
Print*, "Tum Sistemin ekserji kaybi=", Esiskay

!SİSTEMİN EKONOMİK ANALİZİ
Print*, "SİSTEMİN EKONOMİK ANALİZİ"
myref=1.64
Cre=1455412.0*((E3-E2)/14400.0)**0.6
Cgtkyo=12200000.0*((Wko+Turbinguc)/59690.0)**0.7
Cid=2036955.0*((E9-E8)/12764.0)**0.75
Cdig=1464741.0
Cekip=Cre+Cgtkyo+Cid+Cdig
Ckurul=Cekip*0.33

```

```

Cboru=Cekip*0.35
Colckon=Cekip*0.12
Celekmal=Cekip*0.13
Ctopekip=Cekip+Ckurul+Cboru+Colckon+Celekmal
Carsa=677077.0
Caltyapi=Cekip*0.21+Carsa
Cserv=Cekip*0.35
Ctopdir=Ctopekip+Caltyapi+Cserv
Cmuh=Ctopdir*0.08
Cinskar=Ctopdir*0.15
Ctopkes=Ctopdir+Cmuh+Cinskar
Ctesa=Ctopkes*0.15
Ctopkursor=Ctesa+Ctopkes
Cyilyak=(my)*(0.0045*50.01*7446.0*3600.0)

Cdeval=(my/myref)*(4.372298/12+0.402712*0.85/12+Cyilyak/52000000.0+1.214007
)*1000000.0
Ciscilik=(my/myref)*2080.0*32.2*30.0
Ccalser=(my/myref)*(Cyilyak/6+Ciscilik/4)*1.25
Cfonver=(my/myref)*4836997
Cdigtop=Cdeval+Ccalser+Cfonver
CTOPL=Ctopkursor+Cdigtop
Ctambakim=CTOPL/10
Ctamorti=Ctambakim+CTOPL/20
Cyilgider=Cyilyak+Ctamorti
Print*,"rekuperator fiyatı =",Cre
Print*,"Gaz Turbini fiyatı =",Cgkyo
Print*,"İsi degistiricisi fiyatı=",Cid
Print*,"Diğer ekipmanların fiyatı=",Cdig
Print*,"TOPLAM SATIN ALINAN EKİPMANLARIN FİYATI=",Cekip
Print*,"Ekipmanların kurulum fiyatı=",Ckurul
Print*,"Borulama fiyatı=",Cboru
Print*,"Tesis olcum ve kontrol ekipmanı fiyatı=",Colckon
Print*,"Elektrik malzeme-ekipmanı fiyatı=",Celekmal
Print*,"TOPLAM KURULUM VE EKİPMAN FİYATI=",Ctopekip
Print*,"TOPLAM arazi dahil FİYATI=",Carsa
Print*,"TOPLAM alt ve üst(arazi dahil) FİYATI=",Caltyapi
Print*,"Toplam servis faaliyet fiyatı=",Cserv
Print*,"TOPLAM DİREKT KURULUM FİYATI=",Ctopdir
Print*,"Toplam mühendislik fiyatı=",Cmuh
Print*,"Toplam inşaat vs. fiyatı=",Cinskar
Print*,"ARA TOPLAM=",Ctopkes
Print*,"Ongorulemeyen masraflar=",Ctesa
Print*,"TOPLAM KURULUS SERMAYESİ=",Ctopkursor
Print*,"Yıllık yakıt masrafı=",Cyilyak
Print*,"Devreye alma masrafı=",Cdeval
Print*,"Calışma Sermayesi=",Ccalser
Print*,"Kurulustaki fon ve vergi=",Cfonver
Print*,"Kurulustaki Diğer masraflar toplamı =",Cdigtop
Print*,"TOPLAM SERMAYE MİKTARI=",CTOPL
Print*,"Yıllık işçilik masrafı=",Ciscilik
Print*,"Yıllık yakıt masrafı=",Cyilyak
Print*,"Yıllık Tamir Bakım Masrafı=",Ctambakim
Print*,"Yıllık Amortisman Masrafı=",Ctamorti

```

```

Print*, "Yillik Tamir Bakim ve Yakıt Masrafı=", Cyilgider
Cyilyak12=Cyilyak*(1.06**4.0)
Print*, "2012 YILINA getirilmiş Yillik yakıt masrafı=", Cyilyak12
Cdeval11=Cdeval*(1.05**3.0)
Print*, "2011 YILI ortasına getirilmiş Yillik devreye alma masrafı=", Cdeval11
Ccalser12=Ccalser*(1.05**3.5)
Print*, "2011 YILI sonuna getirilmiş Yillik Calistirma sermayesi=", Ccalser12
Ctesfaalser=Ctopkurser-Carsa
Print*, "Toplam tesis faaliyet SERMAYESİ=", Ctesfaalser
Ctesfaalser110=Ctesfaalser*0.4*(1.05**2)+Ctesfaalser*0.6*(1.05**3)
Print*, "2010-2011 YILI ortasına getirilmiş Toplam tesis faaliyet
SERMAYESİ=", Ctesfaalser110
Cfonver11=Cfonver*1.486
Print*, "2011 YILI sonuna getirilmiş Kurulustaki fon ve vergi=", Cfonver11

Cgentop=Cfonver11+Ctesfaalser110+Ccalser12+Carsa*(1.05**1.5)+Cdeval11
Print*, "GENEL TOPLAM TESİS KURULUM SERMAYESİ=", Cgentop
!GELİR-GİDER HESABI
Print*, "GELİR-GİDER HESABI"
Cyilyaktop=Cyilyak12*0.94643*(1.0-0.94643**20.0)*0.13388/((1-0.94643)*1.06)
Print*, "Cari fiyatlarla 20 Yillik yakıt masrafı=", Cyilyaktop
Ctambakimtop=Ctambakim*((1.05)**(1.5))*0.9375*(1.0-0.9375**20.0)*0.13388/((1-
0.9375)*1.05)
Print*, "Cari fiyatlarla 20 Yillik tamir bakım masrafı=", Ctambakimtop
Cdigtop=(Cgentop/77118020.0)*13661813.0
Print*, "Cari fiyatlarla 20 Yillik diğer masraflar=", Cdigtop
Cgelyil= Cyilyaktop+Ctambakimtop+Cdigtop
Print*, "Tesisin giderler için getirmesi gereken gelir=", Cgelyil
Cbuhgel=0.04*msu*3600.0*7446.0
!Celek=30000*10.7
!Cbuhmal=(Cgelyil-Celek)/(7446.0*B9)
Cbuhgel12=Cbuhgel/(1.05**3.0)
Cbuhgeltop12=Cbuhgel12/1.2023
Celektrmal=(Cgelyil-Cbuhgel)/(7446.0*B12)
!Print*, "Üretilen buharın maliyeti=", Cbuhmal, "$"
Print*, "Üretilen buharın geliri=", Cbuhgel, "$"

Print*, "2011 yılı sonuna getirilmiş buharın geliri=", Cbuhgel12, "$"
Print*, "2011 yılı sonuna getirilmiş TOPLAM buharın geliri=", Cbuhgeltop12, "$"
Print*, "Turbinden elde edilen enerji Turbinguc=", Turbinguc, "kW"
Print*, "Tesisin birinci kanun verimi Birkaverim=", Birkaverim
Print*, "Sistverimi=", Sistverimi
Print*, "Isilguc=", Isilguc, "kW"
Print*, "URETİLEN ELEKTRİĞİN MALİYETİ=", Celektrmal, "$"
Ckarsil=Cbuhgel/Cgelyil
Print*, "Üretilen buharın olması gereken yıllık geliri karşılama ORANI=", Ckarsil, ""

```

!TESİSİN TERMOEKONOMİSİ

```

Print*, "TESİSİN TERMOEKONOMİSİ"
Cdigtop11=Cdigtop*1.111
CtambakimORT=Ctambakim*1.294
Print*, "2011 YILI sonuna getirilmiş tamir bakım giderleri=", CtambakimORT
Cyilyaktop11=Cyilyak12*1.2488835

```

```

Print*, "2011 YILI sonuna getirilmis yakit giderleri=", Cyilyaktop11
Print*, "2011 YILI sonuna getirilmis diger giderleri=", Cdigtop11
Ck=0.47811*Cgtkyo
Cgt=0.478623*Cgtkyo
Cyo=0.043267*Cgtkyo
Print*, "kompresorun maliyeti=", Ck, "$"
Print*, "Gaz Turbini maliyeti=", Cgt, "$"
Print*, "yanma odası maliyeti=", Cyo, "$"
Zrek=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Cre/(Cekip*7446)
Print*, "Rekuperatorun akıs maliyeti=", Zrek, "$/h"
Zk=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Ck/(Cekip*7446)
Print*, "kompresorun akıs maliyeti=", Zk, "$/h"
Zgt=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Cgt/(Cekip*7446)
Print*, "Gaz Turbini akıs maliyeti=", Zgt, "$/h"
Zyo=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Cyo/(Cekip*7446)
Print*, "yanma odası akıs maliyeti=", Zyo, "$/h"
Zid=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Cid/(Cekip*7446)
Print*, "Isi degistiricisi akıs maliyeti=", Zid, "$/h"
Zdig=(Cdigtop11+CtambakimORT)*Cdig/(Cekip*7446)
Print*, "Diger ekipmanların akıs maliyeti=", Zdig, "$/h"
C10=Cyilyaktop11/7446.0
C9=Cbuhgeltop12/(7446.0)
C5=(C9-Zid)/((E6-E7)/E5)
C6=C5*E6/E5
C4=C5*E4/E5
C7=C5*E7/E5
C1=0.0
C11=(C4+Zgt-C5)/(1+B12/B11)
C12=C11*B12/B11
C2=Zk+C11
C3=C4-C10-Zyo
Print*, "1 nolu akısın maliyeti=", C1, "$/h"
Print*, "2 nolu akısın maliyeti=", C2, "$/h"
Print*, "3 nolu akısın maliyeti=", C3, "$/h"
Print*, "4 nolu akısın maliyeti=", C4, "$/h"
Print*, "5 nolu akısın maliyeti=", C5, "$/h"
Print*, "6 nolu akısın maliyeti=", C6, "$/h"
Print*, "7 nolu akısın maliyeti=", C7, "$/h"
C8=0.0
Print*, "8 nolu akısın maliyeti=", C8, "$/h"
Print*, "9 nolu akısın maliyeti=", C9, "$/h"
Print*, "10 nolu akısın maliyeti=", C10, "$/h"
Print*, "11 nolu akısın maliyeti=", C11, "$/h"
Print*, "12 nolu akısın maliyeti=", C12, "$/h"
ce1=0.0
ce2=C2/(E2*3600)*1000000
ce3=C3/(E3*3600)*1000000
ce4=C4/(E4*3600)*1000000
ce5=C5/(E5*3600)*1000000
ce6=C6/(E6*3600)*1000000
ce7=C7/(E7*3600)*1000000
ce8=0.0
ce9=C9/(E9*3600)*1000000
ce10=C10/(E10*3600)*1000000

```

```

ce11=C11/(B11*3600)*1000000
ce12=C12/(B12*3600)*1000000
Print*,"1 nolu akısın maliyeti=",ce1,"$/GJ"
Print*,"2 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce2,"$/GJ"
Print*,"3 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce3,"$/GJ"
Print*,"4 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce4,"$/GJ"
Print*,"5 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce5,"$/GJ"
Print*,"6 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce6,"$/GJ"
Print*,"7 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce7,"$/GJ"
C8=0.0
Print*,"8 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce8,"$/GJ"
Print*,"9 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce9,"$/GJ"
Print*,"10 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce10,"$/GJ"
Print*,"11 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce11,"$/GJ"
Print*,"12 nolu akısın ekserji maliyeti=",ce12,"$/GJ"
Ckarsil=Cbuhgel/Cgelyil
Isilguc1=B9
Isilguc=E9
elisorani1=turbinguc/Isilguc1
elisorani=turbinguc/Isilguc
Print*,""
Print*,"Tesisin birinci kanun verimi Birkaverim=",Birkaverim
Print*,"Sistverimi=",Sistverimi
Print*,"turbingucu=",turbinguc,"kW"
elisorani1=turbinguc/Isilguc1
elisorani=turbinguc/Isilguc
Print*,"Isilguc1=",Isilguc1,"kW"
Print*,"Isilguc=",Isilguc,"kW"
Print*,"elisorani1=",elisorani1
Print*,"elisorani=",elisorani
Print*,"URETİLEN ELEKTRİĞİN MALİYETİ=",Celektrmal,"$"
Print*,"Uretilen buharın olması gereken yıllık geliri karşılama ORANI=",Ckarsil,""
Print*,"Yanma odası çıkış sıcaklığı T4=",Xs4,"K"
SFC=my*3600/turbinguc
Print*,"Ozgul yakıt tüketimi SFC=",SFC,"kg/kWh"
Print*,"Gaz Turbini çıkış sıcaklığı T5=",Xs5,"K"
enertop=turbinguc+B9
eksertop=turbinguc+E9
ELEKTverimi=Turbinguc/(E10)
Print*,"enertop",enertop
Print*,"eksertop",eksertop
Print*,"ELEKTverimi",ELEKTverimi
ozgulis=turbinguc/m1
Print*,"Giren hava kutlesi basına üretilen iş",ozgulis,"kW/kg"
Enyak=my*3600/enertop
Print*,"Birim enerjiye harcanan yakıt miktarı=",Enyak,"kg/kWh"
Eksyak=my*3600/eksertop
Print*,"Birim ekserjiye harcanan yakıt miktarı=",Eksyak,"kg/kWh"
MAKF=(Isilguc*4+turbinguc*15)/(my*0.0045*50.01*E10)
Print*,"Maliyet Ağırlıklı Kullanım Faktörü MAK F=",MAKF
Neq=MAKF/(15/(0.0045*50.01))
Print*,"MAKF denge verimi Neq=",Neq
YTV=turbinguc/(E10-Isilguc1/0.9)
Print*,"Yapay Termal Verimlilik YTV=",YTV

```

```

YEKO=((Isilguc1/0.9+turbinguc/0.4)- E10)/(Isilguc1/0.9+turbinguc/0.4)
Print*, "Yakit Enerjisi Kazanc Orani YEKO=", YEKO
IAO=E10/turbinguc-Isilguc1/(0.9*turbinguc)
Print*, "Isi Artim Orani IAO(IHR)=", IAO
Z=(E10-turbinguc-Isilguc)/E10
Print*, "Z faktörü kayıp ekserjinin faydalı ekserjiye oranı =", Z
IDet=(485.57-298.15)/(T6-298.15)
Ret=(T3-T2)/(T5-T2)
Print*, "Isi degistiricisi etkenligi=", IDet
Print*, "Rekuperator etkenligi=", Ret
Print*, "yanma odası çıkis entropisi", s4
Print*, "Gaz turbini çıkis entropisi", s5
!Print*, "havanin mutlak nemi", mutlaknem, ""
Cikanener=Isilguc1+turbinguc+B7+YOkayi-havaener
Print*, "", Isilguc1
Print*, "", turbinguc
Print*, "", Isilguc
Print*, "", Birkaverim
Print*, "", Sistverimi
Print*, "", elisiorani1
Print*, "", elisiorani
Print*, "", SFC
Print*, "", T4
Print*, "", T5
Print*, "", enertop
Print*, "", eksertop
Print*, "", ozgulis
Print*, "", Enyak
Print*, "", Eksyak
Print*, "", YTV
Print*, "", YEKO
Print*, "", IAO
Print*, "", Z
Print*, "", Kver
Print*, "", Tver
Print*, "", IDver
Print*, "", Rver
Print*, "", YOver
Print*, "", IDet
Print*, "", Ret
Print*, "", Ckarsil
Print*, "", MAKF
Print*, "", Neq
Print*, "", Celektrmal
Print*, "baca enerjisi B7=", B7, "kW"
Print*, "(giriş sic. 298.15K'e göre havaener=", havaener, "kW"
Print*, "Girenener=", B10, "kW"
Print*, "Cikanener=", Cikanener, "kW"
Print*, ""
Print*, "ELEKTverimi", ELEKTverimi
end program havayakit

```

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

1. Karaali, Rabi, Öztürk, İlhan Tekin, “Sıfır emisyonlu kojenerasyon tesislerinin mevcut kojenerasyon tesisleri ile karşılaştırılması”, ”, **II. Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli, (2009)., **Mühendis ve Makina**, 602, 28-40 (2010).
2. Karaali, Rabi, Öztürk, İlhan Tekin, “Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Verimini İyileştirme Yöntemlerinin İncelenmesi”, **I.Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli, (2007)., **Mühendis ve Makina**, 577, 16-21, (2008).
3. Karaali, Rabi, Öztürk, İlhan Tekin, “Güç Üreten Bir Tesisin Kojenerasyon Sistemine Dönüştürülmesi”, **I.Enerji Verimliliği Kongresi**, Kocaeli (2007)., **Mühendis ve Makina**, 575, 9-13, (2007).
4. Karaali, Rabi, Öztürk, İlhan Tekin, “Kojenerasyon Tesislerinin Termodinamik Optimizasyonu”, **17. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi**, Sivas, (2009).

ÖZGEÇMİŞ

İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde yüksek lisansını tamamladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde doktora eğitimine devam etmekte olup, Kocaeli Üniversitesi Gölcük Meslek Yüksekokulu'nda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.