

Gaz türbinli kojenerasyonla elektrik üretimi ve soğutma

Abd. Elmoneim ELHANAN*, **Taner DERBENTLİ**

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Bu çalışmanın amacı atık gazların soğutma elde etmek için kullanıldığı gaz türbinli bileşik ısı-güç (kojenerasyon) sistemlerinin termoekonomik çözümlemesidir. Termoekonomik çözümleme, termodinamik çözümlemenin yanında bu tür sistemlerin ekonomik olurluluğunu ve ürünlerin maliyetlerini irdeler. Bu çalışmanın, sıcak iklim kuşağında yer alan ülkelerde elektrik üretiminin bir yan ürünü olarak soğutma elde edilmesini özendirme umulmaktadır. Böylece birincil enerji tasarruf edilebilecektir. Bileşik ısı-güç üretimi elektrik ve ısının aynı santralden elde edilmesi anlamına gelmektedir. Bileşik ısı-güç üretimi temelde, elektrik üretiminde kullanılan gaz türbini, buhar türbini ve gaz motorları gibi ısı makinalarının atık ısısından yararlanmayı amaçlar. Böylece yakıt enerjisi daha etkin kullanılmış olur. Bunun iki önemli sonucu vardır. İlk olarak giderek tükenen fosil yakıtlardan tasarruf etmek, ikinci olarak küresel ısınma kaygısını, atmosfere daha az karbon dioksit atarak azaltmak. Bu çalışmada gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini ve absorpsiyonlu soğutucudan oluşan bir bileşik ısı-güç sisteminin sayısal modeli oluşturulmuştur. Modelin hesaplamalarını yapmak için Fortran dilinde iki program yazılmıştır. Birinci program sistemin birinci yasa çözümlemesini yapmakta, yakıt ve hava debilerini hesaplamakta, sistemin her noktasında sıcaklık, basınç ve ekserji debilerini bulmaktadır. İkinci program sistemin her noktası için maliyet akımlarını ve birim ekserji maliyetlerini hesaplamaktadır. Önerilen sistem konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında, soğutma ve elektrik üretimi için hesaplanan maliyetlerin daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca konvansiyonel yöntemlerle elektrik ve soğutma eldesinde enerjiden yararlanma oranı % 50 dolaylarında kalırken, incelenen sistemde enerjiden yararlanma oranı % 70'leri bulmaktadır. İncelenen sistem için geri ödeme süresi 7 ile 9 yıl arasında değişmektedir.

Anahtar Kelimeler: *Trijenerasyon, kojenerasyon, absorpsiyonlu soğutma.*

* Yazışmaların yapılacağı yazar: Abd. Elmoneim ELHANAN. elaminab@yahoo.co.uk, Tel : (212) 2931310 / 2544. Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programında tamamlanmış olan. "Cogeneration of Electricity and Cooling by Gas Turbines" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale, metni 02.10.2006 tarihinde dergiye ulaştırmış, 21.12.2006 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 30.11.2008 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Cogeneration of electricity and cooling by gas turbines

Extended abstract

The objective of this study is the thermoeconomic analysis of the gas turbine cogeneration systems where the exhaust gases are used for refrigeration purposes. The thermoeconomic analysis involves thermodynamic considerations as well as the calculation of economic feasibility of such systems and cost rates of the products.

Cogeneration is defined as simultaneous production of power and heat. In essence it aims to utilize the exhaust heat of prime movers such as gas turbines, steam turbines and gas motors for producing electricity. Thus a more effective utilization of fuel is achieved. This has two important consequences. First of all use of lesser amounts of fuel in the context of decreasing fossil fuel supplies and secondly reduced carbon dioxide emissions in view of the global warming concerns.

The fact that the exhaust heat may be used in absorption chillers introduces a new direction for cogeneration. Thus besides electricity and process heat, cooling effect may be produced by cogeneration. This application is sometimes called trigeneration in the literature.

Cogeneration was used in Europe and especially in former eastern block countries mainly in conjunction with district heating. But it has also gained wide usage in industry around the world in the last 20 years. There are many applications of cogeneration in industrial plants where electricity and process heat are produced simultaneously.

There are two types of absorption refrigeration cycles that are widely used in practice. These are the aqua-ammonia cycle and the lithium bromide-water cycle. The former can be used for refrigeration at temperatures below 0°C. The latter is generally used in air conditioning systems and the minimum temperature is limited to approximately 4°C. The thermodynamic calculations related to these cycles are explained with the help of two numerical examples. The coefficient of performance (COP) of the aqua-ammonia system considered in the first example was

calculated as 0.5. The COP of the Lithium-bromide-water system was 0.78. The COP depends on the evaporator, condenser pressures and the generator temperature. The average COP of the absorption refrigeration systems in this study was taken as 0.6.

A numerical model of a cogeneration system consisting of a gas turbine system, heat recovery steam generator, a steam turbine, a pump and an absorption refrigeration unit was formed in this study. The steam turbine and the absorption refrigeration unit are coupled to the gas turbine system through the heat recovery steam generator. The gas and steam cycles were considered as steady flow systems, air and the combustion products were assumed to be ideal gas mixtures. Natural gas (methane) was used as fuel.

Two programs were written to realize the computations of the model. The first program is for the first law analysis of the system, it calculates the mass flow rates of fuel and air, temperatures, pressures and exergy rates at all state points of the system. The second program calculates the cost rates and cost per unit exergy at all state points of the system.

The numerical model was simulated with different values of the decision variables. These are the pressure ratio of the compressor, cost of the natural gas, the investment cost of the gas turbine and the investment cost of the steam turbine. Exergy flow rates, cost rates and unit exergy costs were calculated for each state point of the system. Furthermore the exergy destruction, relative cost difference and exergoeconomic factor were calculated for each component of the system. Finally the payback period of the system for different parameters were calculated.

When the system is compared with the conventional systems it is seen that the costs for electricity and refrigeration are lower. The fuel utilization effectiveness has been found as 70 %, as compared to 50% for the separate production of products. The payback period was between 7 and 9 years.

Keywords: *Trigeneration, cogeneration, absorption refrigeration.*

Giriş

Bu çalışmanın amacı atık gazların soğutma elde etmek için kullanıldığı gaz türbinli bileşik ısı-güç (kojenerasyon) sistemlerinin termoeconomik çözümlemesidir. Termoeconomik çözümleme, termodinamik çözümlemenin yanında bu tür sistemlerin ekonomik olurluluğunu ve ürünlerin maliyetlerini irdeler. Bu çalışmanın, sıcak iklim kuşağında yer alan ülkelerde elektrik üretiminin bir yan ürünü olarak soğutma elde edilmesini özendirilmesi umulmaktadır. Böylece birincil enerji tasarruf edilebilecektir.

Bileşik ısı-güç üretimi elektrik ve ısının aynı santraldan elde edilmesi anlamına gelmektedir. Bileşik ısı-güç üretimi temelde, elektrik üretiminde kullanılan gaz türbini, buhar türbini ve gaz motorları gibi ısı makinelerinin atık ısısından yararlanmayı amaçlar. Böylece yakıt enerjisi daha etkin kullanılmış olur. Bunun iki önemli sonucu vardır. İlk olarak giderek tükenen fosil yakıtlardan tasarruf etmek, ikinci olarak küresel ısınma kaygısını atmosfere daha az karbon dioksit atarak azaltmak.

Atık gazların, absorpsiyonlu soğutucularda kullanılarak soğutma elde edilmesi bileşik ısı-güç üretimi için yeni bir uygulamadır. Böylece elektrik ve proses ısısı yanında, bileşik ısı-güç üretimiyle soğutma etkisi de elde edilebilir. Bu uygulamaya kaynaklarda 'trijenerasyon' adı verilmektedir.

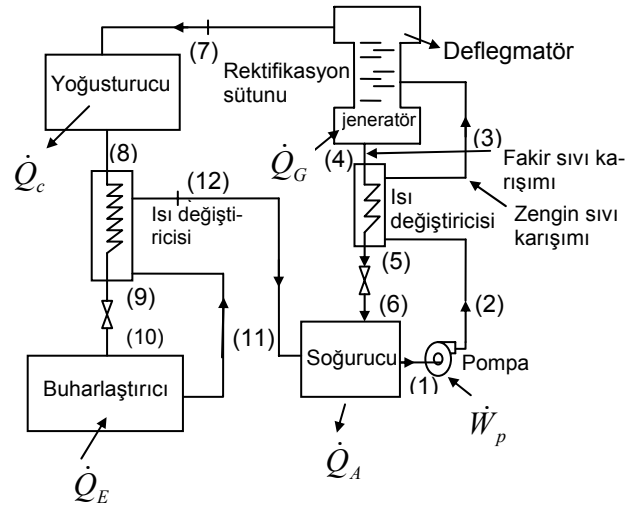
Bileşik ısı-güç üretimi özellikle Kuzey ve Doğu Avrupa'da bölge ısıtması ile birlikte uygulanmıştır. Son yirmi yıl içinde endüstride kullanımı da yaygınlaşmıştır. Yakıttan tasarruf sonucunda, bu santrallerin geri ödeme süreleri genellikle üç ile dört yıl arasındadır.

Absorpsiyonlu soğutma

Bileşik ısı-güç santrallerinde atık ısıyı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanarak soğutma elde etmek mümkündür. Uygulamada yaygın olarak kullanılan iki tür absorpsiyonlu soğutma sistemi vardır. Bu sistemler amonyak-su ve su-lityum bromür ikili karışımlarını kullanan çevrimlerdir. Amonyak-su ile çalışan çevrimler 0°C 'ın altındaki soğutma sıcaklıkları için

kullanılabilir. Su-lityum bromür ile çalışan çevrimlerin alt çalışma sınırı 4°C olduğundan, genellikle iklimlendirme uygulamaları için tercih edilirler. Bu çevrimlere ilişkin termodinamik hesaplar iki sayısal örnekle açıklanmıştır. Çözümleme yöntemi Threlkeld (1970) tarafından ortaya konmuştur.

Amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemleri çok eskiye dayanmaktadır. Soğutucu akışkan amonyak, soğuran ise sudur. Endüstriyel bir absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Bir endüstriyel amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemi, (Threlkeld, 1970)

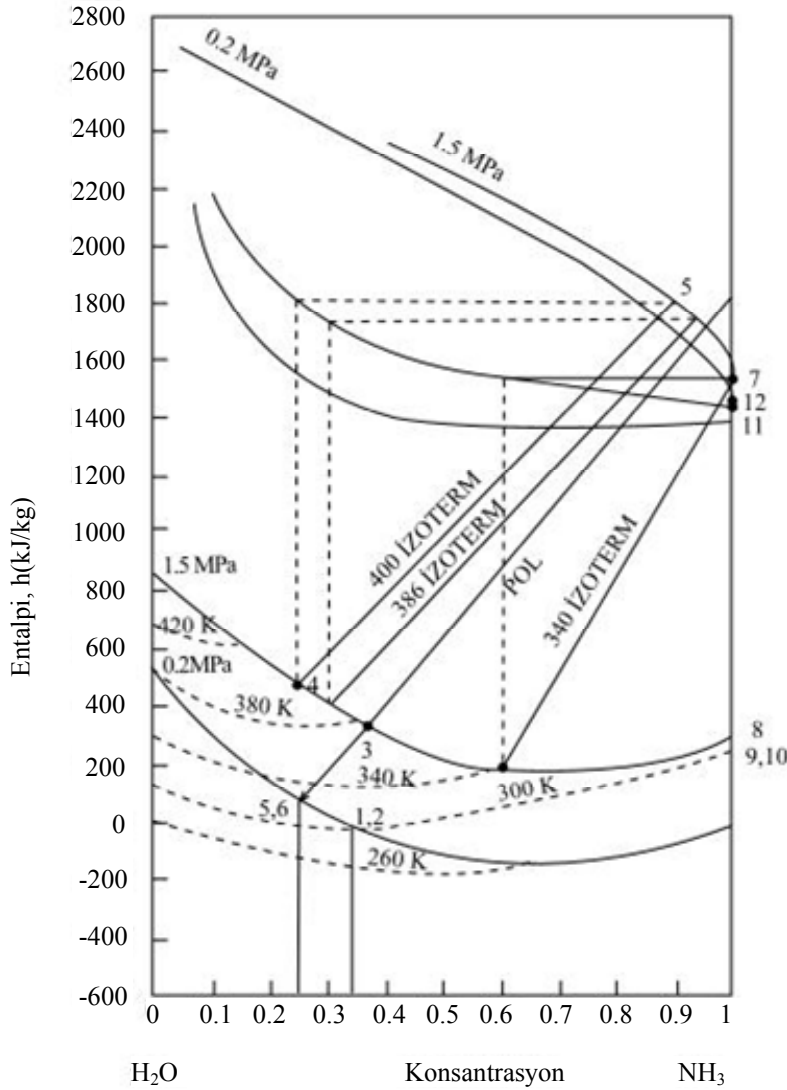
Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda saf soğutucu akışkan vardır. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharı, soğurucuda fakir su çözeltisiyle karışarak, soğutucu bakımından zengin bir çözelti oluşturur. Karışımın basıncı pompa aracılığıyla yükseltilir. Karışım daha sonra jeneratörde ısıtılarak, rektifikasyon sütunundan geçirilir. Burada ısı ve mekanik işlemler sonucu soğutucu akışkan karışımdan ayrılır ve yoğuşturucuya gönderilir. Jeneratör ve yoğuşturucu çevrimin yüksek basınç tarafında, buharlaştırıcı ve soğurucu ise alçak basınç tarafındadır (Şekil 1). Sistemde bulunan ısı değiştiricileri çevrimi daha etkin kılmak içindir.

Aşağıda tipik bir amonyak-su absorpsiyonlu soğutma çevrimi incelenmiştir. Bu çevrimde bu-

harlaştırıcı basıncı 0.2 MPa, yoğuşturucu basıncı ise 1.5 MPa' dır. Yoğuşturucu sıcaklığı 27 °C, zengin karışımın sıcaklığı 107 °C ve yoğuşturucuya giren soğutucu akışkanın sıcaklığı ise 87 °C' dir. Sistemin bileşenleri sürekli akışlı açık sistemler olarak ele alınır, her birine kütle ve enerji korunum yasaları uygulanırsa, her düğüm noktasındaki kütle akıları ve özellikler hesaplanabilir (Şekil 2). Tablo 1'de 350 kW soğutma gücünde bir sistem için bu çözümlemenin sonuçları gösterilmiştir. Ayrıntılar Derbentli (2002) ve Threlkeld (1970)'de bulunabilir. İncelenen sistemin etkinlik katsayısı 0.5 olarak hesaplanmıştır. Etkinlik katsayısı jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlıdır.

Tablo 1. Amonyak-su soğutma çevriminin her noktasında termodinamik özellikler ve debiler

Hal	P (MPa)	T (°C)	Kon. (x)	h (kJ/kg)	m (kg/s)
1	0.2	32	0.32	- 50	2.3712
2	1.5		0.32	- 48.4	2.3712
3	1.5	107	0.32	314	2.3712
4	1.5	127	0.22	440	2.0672
5	1.5	37	0.22	22.7	2.0672
6	1.5	37	0.22	22.7	2.0672
7	1.5	67	1.0	1390.	0.304
8	1.5	29	1.0	200.	0.304
9	1.5	31	1.0	150.	0.304
10	0.2	- 13	1.0	150.	0.304
11	0.2		1.0		0.304
12	0.2	7	1.0	1350.	0.304



Şekil 2. Amonyak-su soğutma çevrimi için h-x diyagramında yapılan çözümleme, (Derbentli, 2002; Threlkeld, 1970)

Su-lityum bromür ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi aşağıda incelenmiştir. Buharlaştırıcı basıncı 8 kPa, yoğusturucu basıncı 65 kPa' dir. Sistemin vakum altında çalıştığı not edilmelidir. Jeneratör sıcaklığı 93 °C olup, zengin karışım jeneratöre 82 °C sıcaklıkta girmektedir. Sistemin bileşenleri sürekli akışlı açık sistemler olarak ele alınır, her birine kütle ve enerji korunum yasaları uygulanırsa, her düğüm noktasındaki kütle akıları ve özellikler hesaplanabilir (Şekil 3). 3.5 kW soğutma gücünde bir sistem için bu çözümlemenin sonuçları Tablo 2'de gösterilmiştir. Ayrıntılar Derbentli (2002) ve Threlkeld (1970)' de bulunabilir. İncelenen sistemin etkinlik katsayısı 0.78 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada incelenen absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ortalama etkinlik katsayıları 0.6 alınmıştır.

Tablo 2. Su-lityum bromür çevriminin her noktasında termodinamik özellikler ve debiler

hal	P (kPa)	T (°C)	Kon. x	h (kJ/kg)	ṁ (kg/s)
1	8	38	0.60	0.02
2	65	0.60	0.02
3	65	82	0.60	- 81	0.02
4	65	93	0.65	- 63	0.018
5	65	0.65	0.018
6	8	0.65	0.018
7	65	93	0.00	2677	0.0015
8	65	38	0.00	158	0.0015
9	8	5	0.00	158	0.0015
10	8	5	0.00	2510	0.0015

Simülasyon modeli

Bu çalışmada incelenen bileşik ısı-güç sistemi Şekil 4'te gösterilmiştir. Sistem, gaz türbini çevrimi, atık ısı kazanı, buhar çevrimi ve absorpsiyonlu soğutma biriminden oluşmaktadır. Atık ısı kazanı, buhar çevrimi ve absorpsiyonlu soğutma birimi ile gaz çevrimi arasındaki bağlantıyı sağlamaktadır.

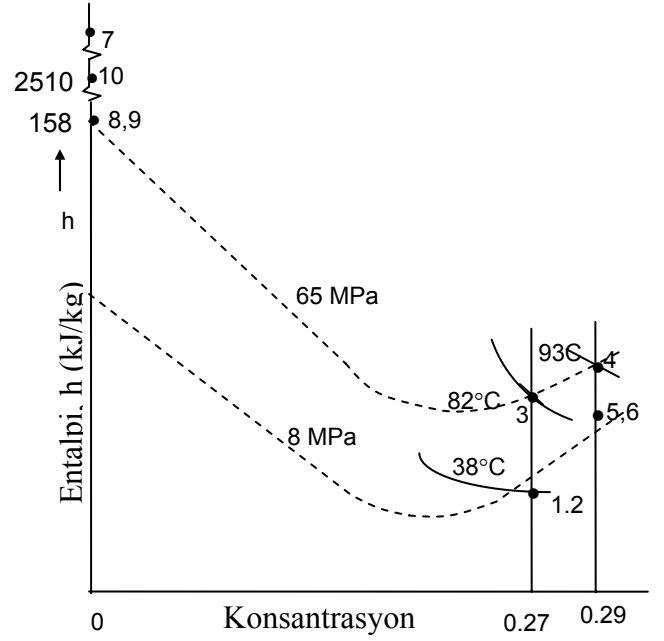
Termodinamik çözümleme

Bileşik ısı-güç sisteminin termodinamik çözümlemesini yapmak için kullanılan ilkeler, termodinamiğin birinci yasası, entropi denge denklemi ve ekserji denge denklemdir. Bu denklemler

sistemi oluşturan her bileşene uygulanmıştır. Bu bileşenlerin her biri sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmış, bu bileşenlerdeki potansiyel ve kinetik enerji değişimleri gözardı edilmiştir. Bu kabuller altında sözü edilen üç denklem aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir.

Birinci yasa (enerjinin korunumu):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (1)$$



Şekil 3. Su-lityum su soğutma çevrimi için h-x diyagramında yapılan çözümleme, (Derbentli, 2002; Threlkeld, 1970)

Entropi denge denklemi:

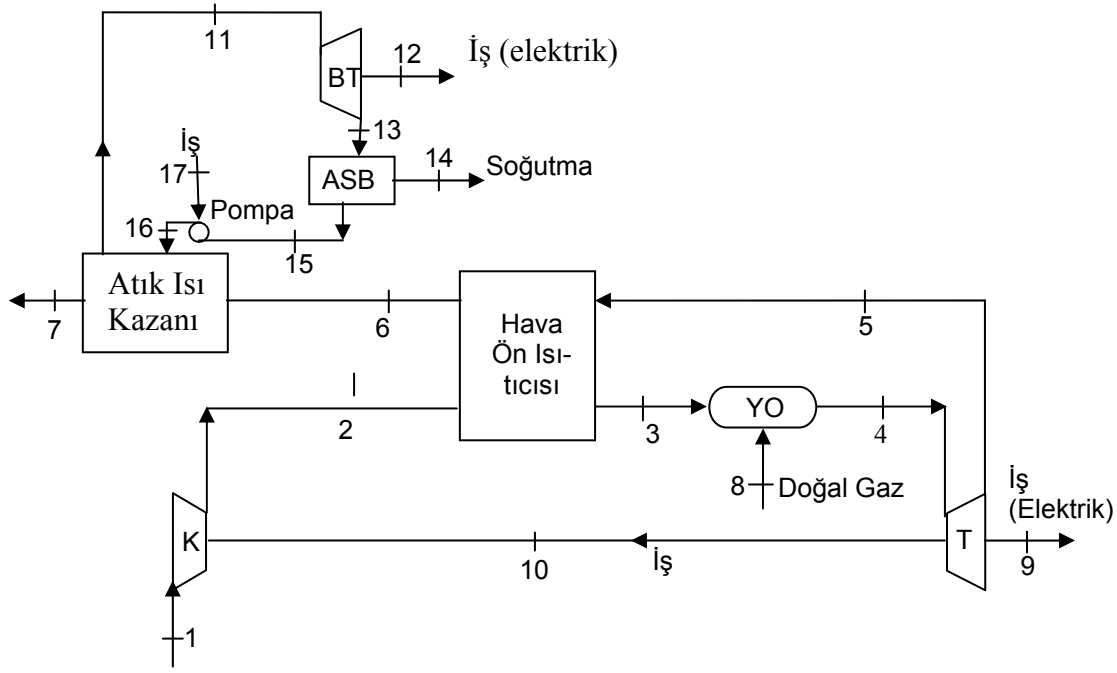
$$\dot{S}_{gen} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}}{T_R} \quad (2)$$

Burada R alt indisi ısı kaynağını belirtmektedir.

Ekserji denge denklemi:

$$\dot{E}_D = \sum_i \dot{m}_i e_{fi} - \sum_e \dot{m}_e e_{fe} + \left(1 - \frac{T_o}{T_R}\right) \dot{Q} - \dot{W} \quad (3)$$

Burada,



Şekil 4. Gaz türbinli absorpsiyonlu soğutma birimli bileşik ısı-güç sistemi

$$e_f = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4)$$

akış ekserjisidir.

Ekonomik çözümleme

Bu kapsamdaki temel denklem, maliyet denge denklemidir. Sürekli akışlı açık bir sistem için şöyle yazılabilir :

$$\sum_i \dot{C}_i + \dot{Z} = \sum_e \dot{C}_e \quad (5)$$

Burada; \dot{C} giren veya çıkan akışın, \dot{Z} ise bileşen yatırımının maliyet akısıdır (\$/s).

Maliyet akısı aşağıdaki gibi gösterilebilir :

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (6)$$

$$\dot{C} = c(\dot{m}e) \quad (7)$$

Burada; c birim ekserji maliyetini (\$/kJ), \dot{m} kütle debisini (kg/s), e özgül ekserjiyi (kJ/kg) göstermektedir.

Aşağıda CI simgesi ile gösterilen yatırım maliyetini (\$), maliyet akısına dönüştürmek için

amortisman çarpanı (CRF) ile çarpıp, sistemin yıllık çalışma süresi (s/yıl) ile bölmek gerekmektedir.

Böylece,

$$\dot{Z} = \frac{CRF \cdot CI}{3600 \cdot n_H} \quad (8)$$

olmaktadır. Burada; n_H saat olarak bir yıldaki çalışma süresidir. Amortisman çarpanı şöyle tanımlanmıştır:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (9)$$

Burada; i yıllık faiz oranı, n yatırımın ekonomik ömrüdür.

Bileşik ısı-güç sisteminin ekonomik çözümlemesi, maliyet denge denklemini her bileşene uygulayarak yardımcı denklemleri ve dış girdileri belirterek yapılmıştır. Bu işlemin sonucunda, lineer cebirsel bir denklem takımı elde edilmiştir. Bu denklem takımının çözümü her akış için maliyet akısını (\$/s) ve birim ekserji maliyetini (\$/kJ) verir.

Genel bir kural olarak bir bileşenden n adet çıkan akış varsa, n-1 yardımcı denklemin yazılması gerekmektedir. Dış girdiler ise bir bakıma denklem takımının sınır koşullarını oluşturmaktadırlar.

Sayısal modelin uygulanması

Modelin hesaplamalarını yapmak için Fortran dilinde iki program yazılmıştır. Bu programların akış diyagramları Şekil 5 ve 6' da verilmiştir.

Birinci program sistemin birinci yasa çözümlemesini yapmakta, yakıt ve hava debilerini hesaplamakta, sistemin her noktasında sıcaklık, basınç ve ekserji akılarını bulmaktadır. Bu programın girdileri kompresörün basınç oranı, sistemin net gücü, yanma odasına ve türbine giriş sıcaklıkları ile tüm bileşenler için verim, basınç kaybı ve yatırım maliyetleri olmaktadır. Bu program aynı zamanda, ikinci program için girdileri de hazırlamaktadır. İkinci program sistemin her noktası için maliyet akılarını ve birim ekserji maliyetlerini hesaplamaktadır. Bu programın girdileri; bileşenlerin yatırım maliyetleri, yakıt fiyatları ve sistemin her noktasındaki ekserji akıları olmaktadır.

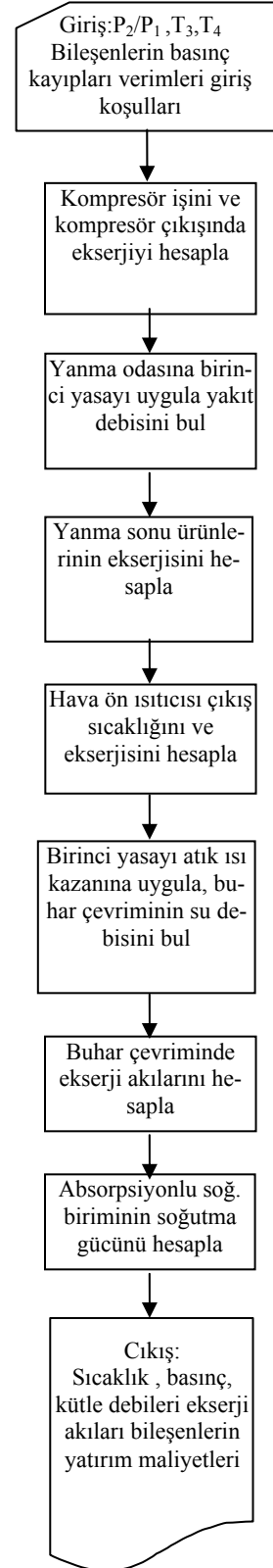
Sonuçlar ve irdeleme

Sayısal model karar parametrelerinin değişik değerleri için çalıştırılmıştır. Bu parametreler kompresörün basınç oranı, doğal gazın fiyatı, gaz ve buhar türbini sistemlerinin yatırım maliyetleridir.

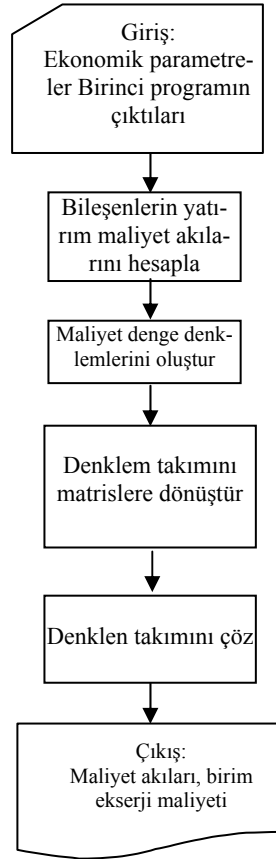
Simülasyonlar sırasında karar parametrelerinin değişim aralıkları aşağıda gösterilmiştir :

P_2 / P_1	:	8 ile 12
f_{NG}	:	0.15 ile 0.25 \$/m ³
Z_{GT}	:	600 ile 700 \$/kW
Z_{ST}	:	1000 ile 1200 \$/kW

Sistemin her noktasında, başka bir deyişle bileşenlere giren ve çıkan her akış için ekserji ve maliyet akıları ile birim ekserji maliyeti hesaplanmıştır. Her bileşen için tersinmezlik, bağlı maliyet farkı ve eksergoekonomik çarpan belirlenmiştir.



Şekil 5. Termodinamik çözümleme programının akış diyagramı



Şekil6. Maliyet çözümlemesi programının akış diyagramı

Ek olarak, karar değişkenlerinin farklı değerleri için geri ödeme süresini hesaplayan bir ekonomik çözümleme gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 3-8’de verilmiş ve irdelenmiştir.

Net gücün 10 MW ve kompresör basınç oranının 8 olduğu durum için, sistemin her noktasında kütle debileri, basınç, sıcaklık ve ekserji akıları Tablo 3’ de gösterilmiştir. 1, 2 ve 3 hava, 4, 5, 6 ve 7 ise yanma sonu ürünlerinin akılarını göstermektedir. 9, 10 ve 14 ile belirtilen akılar sırasıyla net gücü, kompresöre giren gücü ve soğutma etkisini göstermektedir.

11, 13, 15, 16 ve 17 ile belirtilen akılar buhar çevrimi ile ilişkilidir. Hesaplar kompresör basınç oranının 10 ve 12 değerleri için de yapılmıştır.

Gaz türbini çevriminin ısıl verimi basınç oranı ile artmaktadır. Verim, basınç oranının 8 olması

durumunda 0.34, 10 olması durumunda 0.357, 12 olması durumunda 0.365 olmaktadır. Net güç sabit olduğundan, basınç oranı arttıkça kütle debisi azalmaktadır. 3 ve 4 akış noktalarında basınç azalması, hava ön ısıtıcısındaki ve yanma odasındaki basınç kayıpları ile ilgilidir.

Tablo 3. Kompresör basınç oranının 8, net gücün 10 MW olması durumu için ekserji akıları (Akış noktaları için Şekil 4’ e bakınız)

Akış noktası	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T (K)	Ekserji oranı (kW)
1	31.43	101.3	298.1	.0
2	31.43	810.4	565.2	8225.4
3	31.43	769.9	850.0	13836.8
4	32.00	731.4	1520.0	34312.4
5	32.00	109.9	1048.7	14536.2
6	32.00	106.6	774.5	7369.6
7	32.00	101.3	427.0	957.1
8	0.57	1200.0	298.1	29269.4
9	0.00	0.0	0.0	10000.0
10	0.00	0.0	0.0	8884.0
11	4.23	4000.0	623.0	4805.9
12	0.00	0.0	0.0	1900.6
13	4.23	300.0	406.6	2637.0
14	0.00	0.0	0.0	1883.7
15	4.23	300.0	406.6	287.3
16	4.23	4000.0	407.6	292.6
17	4.23	0.0	0.0	19.8

Gaz türbininin çıkış tarafında hava ön ısıtıcısındaki ve atık ısı kazanısındaki basınç kayıpları, 6 ve 7 akış noktalarına yansımaktadır. Buhar çevriminde türbin giriş basıncı ve yoğuşturucu basıncı sırasıyla 4 MPa ve 300 kPa seçilmiştir.

Tersinmezlik (3) numaralı denklemle tanımlanmıştır. Bileşenlerdeki tersinmezlikler, kimyasal reaksiyon, ısı geçişi ve sürtünme gibi temel etkenlerden kaynaklanmaktadır.

Bileşenlerdeki tersinmezlikler Tablo 4’te gösterilmiştir. Değerler incelendiğinde yanma odası termodinamik verimsizliğin en fazla olduğu bileşen olarak görülmektedir. Çevrimdeki toplam tersinmezliğin %60 kadarı burada gerçekleşmektedir. Atık ısı kazanısındaki ve hava ön ısıtıcısındaki tersinmezliklerin toplam içindeki yüzdeleri sırasıyla 13.1 ve 10.7 olmaktadır.

Tablo 4. Kompresör basınç oranının 8, net gücün 10 MW olması durumu için bileşenlerdeki tersinmezlikler

Bileşen	Tersinmezlik (kW)	Yüzde
Kompresör	658.6	4.5%
Hava ön ısıtıcısı	1555.2	10.7%
Yanma odası	8793.8	60.4%
Gaz türbini	892.2	6.1%
Atık ısı kazanı	1899.2	13.1%
Buhar türbini	268.3	1.8%
Absorpsiyonlu soğutma birimi	466	3.2%
Pompa	14.5	0.1%
Toplam	14547.8	100%

Hava ön ısıtıcısındaki tersinmezlik kompresör basınç oranı yükseldikçe azalmaktadır, çünkü hava akımı ile yanma sonu ürünleri arasındaki ortalama sıcaklık farkı azalmaktadır. Basınç oranı yükseldikçe yanma odasındaki tersinmezliğin azalması sadece azalan kütle debisi nedeniyle, çünkü yanma odasına giren ve çıkan akışların sıcaklıkları her üç durum için aynıdır. Yanma odasından geçen birim kütle için tersinmezlik her üç basınç oranı için yaklaşık sabittir.

Tersinmezliğe ilişkin bazı genel gözlemlerde bulunulabilir. Isı geçişi sırasında sıcaklık farkını düşük tutarak, akış sırasında basınç kayıplarını en aza indirerek, tersinmezlikler azaltılabilir.

Tablo 5'te kompresör basınç oranının 8 olması durumu için maliyet akıları ve birim ekserji maliyetleri verilmiştir. Gaz türbini çevrimi için en yüksek birim ekserji maliyetinin kompresör çıkışında, 2 numaralı akı için olduğu görülmektedir. Bunun nedeni kompresörün yüksek yatırım maliyeti ve kompresörü çalıştıran girdinin iş olmasıdır.

Sistem genel olarak ele alındığında 11 numaralı akış noktası için birim ekserji maliyetinin 9 numaralı akış noktasınınkinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni yatırım maliyetini artırıcı etkisiyle atık ısı kazanıdır.

12 numaralı akı için birim ekserji maliyeti 0.2297×10^{-4} \$/kJ olmaktadır. Bu değer 9 numara-

ralı akı için hesaplanan değerden büyüktür. Bunun nedeni de atık ısı kazanı ve buhar türbini yatırım maliyetlerinin, 9 numaralı akının birim ekserji maliyetine etkileridir. Hem buhar hem de gaz türbini tarafından iş üretilmektedir, fakat her birinin birim ekserji maliyetleri farklıdır. Nitelik bakımından arada bir fark olmadığı için elektrik maliyeti uygun bir ağırlıklı ortalama olarak bulunabilir. Ekserji akıları kullanılarak maliyetlerin ağırlıklı ortalaması alınır, elektrik maliyeti 0.048 \$/kWh olarak bulunur. Yakıt (doğal gaz) fiyatının $0.15 \text{ \$/m}^3$ 'den $0.25 \text{ \$/m}^3$ 'e çıkması, elektriğin ortalama maliyetini 0.0384 \$/kWh'den 0.057 \$/kWh'e yükseltmektedir. Avrupa'da sanayide elektriğin ortalama fiyatı 0.095 \$/kWh'dir.

Tablo 5. Kompresör basınç oranının 8, net gücün 10 MW olması durumu için maliyet akıları ve birim ekserji maliyetleri (Akış noktaları için Şekil 5'e bakınız)

Akış noktası	\dot{E} (kW)	\dot{C} (\$/s)	c (\$/kJ)
1	0.0	0.0000	0.0000 E+00
2	8225.4	0.1159	0.1409 E-04
3	13836.8	0.1940	0.1402 E-04
4	34312.4	0.3566	0.1039 E-04
5	14536.2	0.1511	0.1039 E-04
6	7369.6	0.0766	0.1039 E-04
7	957.1	0.0099	0.1039 E-04
8	29269.4	0.1614	0.5515 E-05
9	10000.0	0.1155	0.1155 E-04
10	8884.0	0.1026	0.1155 E-04
11	4805.9	0.0782	0.1627 E-04
12	1900.6	0.0437	0.2297 E-04
13	2637.0	0.0429	0.1627 E-04
14	1883.7	0.0600	0.3185 E-04
15	287.3	0.0047	0.1627 E-04
16	292.6	0.0061	0.2088 E-04
17	19.8	0.0005	0.2297 E-04

Doğal gaz fiyatının $0.2 \text{ \$/m}^3$, kompresör basınç oranının 10 olması durumunda, soğutmanın birim ekserji maliyeti 0.1153 \$/kWh olarak bulunmuştur. Soğutmanın maliyeti birim ekserji yerine birim enerji için ifade edilirse 0.022 \$/kWh değeri bulunur.

Gaz türbini çevriminin basınç oranının soğutma maliyeti üzerindeki etkisi çok azdır. Yakıt mali-

yetindeki yüzde 50 değişim, soğutmanın maliyetinde yüzde 25 bir değişime yol açmaktadır.

Bağıl maliyet farkı, bir bileşende giren akı ile çıkan akının birim ekserji maliyetindeki bağıl fark olarak tanımlanmıştır, (Bejan vd., 1996).

$$r_k = \frac{c_{Pk} - c_{Fk}}{c_{Fk}} \quad (10)$$

burada; c_{Pk} çıkan akının (ürün) birim ekserji maliyeti, c_{Fk} ise giren akının (yakıt) birim ekserji maliyeti olmaktadır.

Bir bileşenden geçen akının maliyet artışı iki nedene dayanmaktadır. Bunlardan birincisi, sürecin termodinamik verimiyle doğrudan ilişkili olan tersinmezliklerdir. İkinci etken ise yatırım ve bakım maliyetleridir. Simülasyon modelindeki bileşenler için bağıl maliyet farkları Tablo 6' da verilmiştir. Bağıl maliyet farkının sırasıyla absorpsiyonlu soğutma birimi, buhar türbini, atık ısı kazanı ve hava ön ısıtıcısında yüksek değerler aldığı görülmektedir. Yakıt maliyetindeki veya gaz türbini basınç oranındaki değişimin bu sırayı değiştirmedeği görülmüştür. Bunun anlamı, termodinamik performansı iyileştirmenin ve yatırım maliyetini azaltmanın öncelikle bu bileşenlerde düşünülmesi gerektiğidir. Termodinamik performansta iyileştirmeler, genellikle yatırım maliyetindeki artışla aynı yöndedir. Bu nedenle maliyet artışında bu faktörlerin bağıl etkilerinin bilinmesinde yarar vardır. Eksergoekonomik çarpan bu bilgiyi veren bir parametredir.

Eksergoekonomik çarpan (f_k) yatırım maliyetinin toplam maliyete oranı olarak tanımlanmıştır, (Bejan vd., 1996).

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{Fk} \cdot \dot{E}_{Dk}} \quad (11)$$

burada; \dot{E}_{Dk} tersinmezlik (kW), c_{Fk} yakıtın birim ekserji maliyeti (\$/kJ), \dot{Z}_k işletme ve bakım giderlerini de içine alan yatırım maliyet akısıdır.

Tablo 6. Net gücün 10 MW olma durumu için bileşenlerdeki bağıl maliyet farkları

Bağıl maliyet farkı, r_k		
Basınç oranı		
Bileşen	8	10
Kompresör	0.216	0.190
Hava ön ısıtıcısı	0.330	0.310
Yanma odası	0.259	0.254
Gaz türbini	0.110	0.110
Atık ısı kazanı	0.346	0.360
Buhar türbini	0.415	0.403
Absorpsiyonlu soğutma birimi	0.960	0.960
Pompa	0.256	0.220

Simülasyon modelindeki bileşenlerin eksergoekonomik çarpanları Tablo 7'de verilmiştir. Eksergoekonomik çarpanın, sırasıyla absorpsiyonlu soğutma birimi, kompresör, pompa, buhar türbini ve gaz türbini için yüksek değerler aldığı görülmektedir. Bu bileşenlerde yatırım ve bakım maliyetleri, akışın bağıl maliyet artışında daha etkilidir. Absorpsiyonlu soğutma biriminin en yüksek eksergoekonomik faktöre sahip olduğu gözlenirse, bu bileşenin yatırım maliyetini azaltmanın, termodinamik performansta biraz düşmeye yol açsa da, toplam maliyetin düşürülmesi açısından yararlı olacağı sonucuna varılabilir.

Öte yandan, hava ön ısıtıcısı ve atık ısı kazanı için eksergoekonomik çarpanların düşük olmaları, ek yatırım gerektirse bile termodinamik performansı iyileştirmenin toplam maliyet açısından yararlı olacağını göstermektedir.

Geri ödeme süresi (pp) işletme kazançlarının, yatırım maliyetini karşılama için geçen süreyi göstermektedir.

$$pp = \frac{\text{Toplam amorti edilebilir yatırım}}{\text{Yıllık net kazanç}} \quad (12)$$

Toplam amorti edilebilir yatırım, sistemin yatırım maliyetinden hurda değerinin çıkarılması ile bulunur.

Tablo 7. 10 MW güç üretimi için bileşenlerin eksergoekonomik çarpanları

Eksergoekonomik çarpan, (f_k)		
Bileşen	Basınç oranı	
	8	10
Kompresör	0.626	0.628
Hava ön ısıtıcısı	0.325	0.364
Yanma odası	0.014	0.014
Gaz türbini	0.550	0.546
Atık ısı kazanı	0.158	0.174
Buhar türbini	0.666	0.615
Absorpsiyonlu soğutma birimi	0.739	0.720
Pompa	0.880	0.756

Sistem parametrelerinin değişik değerleri için geri ödeme süreleri Tablo 8'de gösterilmiştir. Yakıt fiyatının artması yıllık harcamaları artırıp, yıllık net kazancı azaltmakta, böylece geri ödeme süresini uzatmaktadır. Sistem yatırım maliyetinin artması beklendiği gibi geri ödeme süresini uzatmaktadır. Gaz türbini çevriminin basınç oranının artması, geri ödeme süresini kısaltmaktadır. Bunun nedeni sistemin veriminin ve birim kütle için net işinin artması, buna bağlı olarak da yıllık net kazancının yükselmesidir. Oluşturulan model için geri ödeme süreleri 7 ile 9 yıl arasında bulunmuştur. Literatürde Avrupa'da bu tür sistemler için Colonna ve Gabrielli (2003) tarafından verilen değer 12 yıldır.

Tablo 8. 10 MW güç üretimi için geri ödeme süreleri

Sıra	$\frac{P_2}{P_1}$	f_{NG} \$/m ³	CI_{GT} \$	CI_{ARU} \$	CI_{ST} \$	Geri ödeme zamanı (yıl)
1	10	0.15	7000000	3870000	1740000	6.93
2	10	0.20	7000000	3870000	1740000	8.99
3	10	0.25	7000000	3870000	1740000	8.05
4	8	0.20	7000000	4220000	1900000	8.06
5	10	0.20	6000000	3870000	1740000	8.28
6	12	0.20	7000000	3870000	1660000	8.89
7	10	0.20	7000000	3870000	2090000	7.95

Sonuç

Bu çalışmada gaz türbinleri kullanarak elektrik üretimi ve soğutma yapan bir bileşik ısı-güç sisteminin sayısal modeli oluşturulmuştur. Model

birbirine bağlı gaz ve buhar çevrimleri ile absorpsiyonlu bir soğutma sisteminden oluşmaktadır. Modelin termodinamik çözümü gaz türbini çevriminin değişik basınç oranları için, ekonomik çözümü ise bileşenlerin değişik yatırım maliyetleri ve farklı yakıt fiyatları için yapılmıştır. Sonuçlar böyle bir sistemde üretilen elektriğin maliyetinin 0.04 ile 0.06 \$/kWh arasında, soğutmanın maliyetinin ise 0.018 ile 0.026 \$/kWh arasında olacağını göstermiştir. Elde edilen değerler bu ürünlerin piyasadaki değerlerinden daha düşüktür.

Bileşik ısı-güç üretimi veya kojenerasyonun en önemli üstünlüğü yakıt enerjisinden daha etkin yararlanılabilmesidir. Bu çalışmada incelenen sistemin yakıt enerjisinden yararlanma etkinliği % 70 dir. Eğer elektrik ve soğutma ayrı sistemlerde üretilseydi yaklaşık % 40 daha fazla yakıt kullanılmak durumunda kalınacaktı. Bu nedenle önerilen bileşik ısı-güç üretim modelinin gıda işleme ve turizm gibi sektörlerde kullanımı özellikle sıcak iklime sahip ülkelerde kazançlı olacaktır.

Son olarak bu çalışmadan sonra yapılacaklar konusunda bazı önerilerde bulunulabilir. Bu çalışmada kullanılan ekserjoekonomik çözümleme sistem optimizasyonu için de kullanılabilir. Bu çalışmayı yapabilmek için bileşenlerin termodinamik performanslarını ve maliyet bilgilerini içeren geniş bir veri tabanının hazırlanması gereklidir. Önerilen sistem daha fazla elektrik veya daha fazla soğutma üretecek esnekliğe sahiptir. Bu nedenle bu tür bir sistemin ekonomik etkinliği, elektrik ve soğutma yüklerinin zamana bağlı olarak değişmesi durumunda incelenebilir. Kojenerasyona yatkın ve daha yüksek soğutma etkinliğine sahip absorpsiyonlu soğutma sistemleri bir başka inceleme konusudur. Bu tür sistemler çok kademeli olabileceği gibi farklı ikili akışkanlar da kullanılabilir.

Kaynaklar

Bassols, J., Kueckellkom, B., Langreck, J., Schneider, R. ve Veelken, H., (2002). Trigeration in the food industry, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 595-602.

- Bejan, A., Tasatsaronis, G. ve Moran, M., (1996). *Thermal Design and Optimization*, John Wiley and Sons, Inc, New York.
- Bilgen, E., (2000). Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration system, *Energy*, **25**, 1215-1229.
- Colonna, P. ve Gabrielli, S., (2003). Industrial tri-generation using ammonia-water absorption refrigeration systems, (AAR), *Applied Thermal Engineering*, **23**, 381.
- Derbentli, T., (2002). *Thermal Environmental Engineering Lecture Notes*, Istanbul Technical University.
- Huang, F., (1989). *Engineering Thermodynamics: Fundamentals and Applications*, MacMillan, New York.
- Threlkeld, L., (1970). *Thermal Environmental Engineering*, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey.