

# KÜTAHYA'NIN JEOTERMAL KAYNAKLARINDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ İÇİN ÇEVİRİM SEÇİMİ VE OPTİMİZASYONU

Ahmet COŞKUN  
Ali BOLATTÜRK  
Mehmet KANOĞLU

## ÖZET

Dünyadaki enerji tüketimi; nüfus artışına, sanayileşme ve teknolojik gelişmelere paralel olarak her geçen gün artmaktadır. Enerjinin güvenli ve sürdürülebilir temini, çevreye verilen zararı en aza indirme amacı, fosil kaynaklardan yenilenebilir enerji kaynaklarına geçişi hızlandırmaktadır. Jeotermal enerji, sürdürülebilir enerji kaynaklarının önemli bir parçasıdır. Jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi oturmuş bir teknolojidir ve dünyada çok sayıda jeotermal güç santralleri mevcuttur. Türkiye, jeotermal kaynaklar bakımından zengin olmasına rağmen, bu kaynakların çoğu güç üretiminde kullanılmamaktadır.

Bu çalışmada, orta sıcaklıkta jeotermal kaynaklara sahip olan Kütahya-Simav bölgesi incelenmiştir. Güç üretiminde en uygun çevrimleri belirlemek için termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu çevrimler; tek flaş, çift flaş, çift akışkanlı, kombine ve rejeneratörlü çevrimlerdir. Seçilen çevrimler net güç, enerji ve ekserji verimlerini maksimum yapan türbin giriş basıncına göre optimize edilmiştir. Analizlerde enerji ve ekserji verimleri, ekserji kayıpları, enerji ve ekserji akış diyagramları kullanılmıştır. Bu çalışmayla, verilen bir kaynak için seçilecek çevrimler termodinamik açıdan karşılaştırılmıştır. En uygun çevrimlerin ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesiyle jeotermal kaynağın en optimum biçimde kullanılması mümkün olacaktır. Elde edilen sonuçlara göre, çevrimler için maksimum enerji verimleri % 5.1 ile % 7.3 arasında değişirken, maksimum ekserji verimleri % 28.4 ile % 41 arasında değişmektedir. Maksimum güçler dikkate alındığında; en iyi çevrimlerin eşanjörlü rejeneratif çift akışkan çevrimi, çift flaşlı çevrim ve rejeneratörlü çift akışkan çevrimi olduğu görülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Kütahya, jeotermal enerji, optimizasyon.

## ABSTRACT

Turkey is rich in geothermal resources while most resources are not exploited for power production. In this study, we consider geothermal resources in Kutahya-Simav region having geothermal water at a temperature suitable for power generation. The study is aimed to yield the method of the most effective use of the geothermal resource and a rational thermodynamic comparison of various cycles for a given resource. The cycles considered include single-flash, double-flash, binary, combined flash/binary, regenerative binary and regenerative binary with an internal heat exchanger. The selected cycles are optimized for the turbine inlet pressure that would maximum power output and energy and exergy efficiencies. Maximum energy efficiencies change between 5.1% to 7.3% while exergy efficiencies change between 28.4% to 41% depending on the cycle considered. The maximum power output is estimated for the regenerative binary cycle with an internal heat exchanger followed by the double flash cycle and regenerative binary cycle.

**Key Words:** Kütahya, geothermal energy, optimization.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji gereksiniminin % 70'ini ithal kaynaklardan karşılamak durumunda olan ülkemizde gerekli önlemler alınmazsa enerjide dışa bağımlılık giderek artacaktır. Yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan jeotermal enerji; yerli, ucuz, temiz, güvenilir ve sürdürülebilir olma özellikleri ile öne çıkan bir enerji türüdür. Türkiye, jeotermal enerji potansiyeli bakımından dünyanın önde gelen ülkelerindedir. Jeotermal enerji, diğer enerji kaynaklarına göre çevreci, ekonomik, sürdürülebilir olması gibi önemli avantajlara sahiptir.

Jeotermal enerji yaygın olarak, güç üretiminde güvenilir bir kaynak olarak kullanılmaktadır. Dünyada 8900 MW'ın üzerinde kurulu güce sahip 24 ülkede jeotermal güç santralleri bulunmaktadır [1]. Dünyada jeotermal güç santrallerinin birçoğu 1973 yılında yaşanan petrol krizinden sonra 1970'ler ve 1980'lerde kurulmuştur [2].

Jeotermal enerji başta elektrik üretimi olmak üzere bölgesel ısıtma ve soğutma, endüstriyel prosesler ve sera ısıtmasında kullanılmaktadır. Dünyadaki jeotermal kurulu güç üretim kapasitesi ve doğrudan kullanım kapasitesi yaklaşık olarak sırasıyla 8933 MW ve 28268 MW'tır [3]. Genellikle 150°C'nin üzerindeki yüksek sıcaklıktaki jeotermal kaynaklar güç üretimi için uygundur. Orta sıcaklıktaki (90-150°C) ve düşük sıcaklıktaki (<90°C) jeotermal kaynaklar ise, doğrudan kullanım için uygundur [4].

Güç üretiminde bir jeotermal kaynağın uygunluğu, kaynağın debisi, basıncı ve sıcaklığı gibi termodinamik özelliklere ve ekonomik parametrelere bağlıdır. Jeotermal güç santralleri kullandıkları termodinamik çevrimlere göre çeşitlilik gösterirler. Bunlar arasında kondensersiz ve kondenserli kuru buhar çevrimleri, tek ve çift flaşlı çevrimler, çift akışkanlı çevrim, kombine (flaş/çift akışkan) çevrim ve rejeneratörlü çevrimler sayılabilir. Jeotermal bir kaynak için en uygun çevrimin seçilmesi son derece kritiktir ve kaynaktan maksimum çıktının elde edilmesinde en önemli faktörlerden biridir.

Literatürde jeotermal güç santrallerinin performans analizine yönelik birçok çalışma mevcuttur. Dağdaş vd. (2005) [5], Denizli-Kızıldere jeotermal güç santralini gerçek datalarını kullanarak, santralin termodinamik optimizasyonunu yapmışlardır. Mevcut santral yerine ikili çevrim uygulamasıyla optimum basıncın 200 kPa olarak % 18 oranında güç artışı sağladığı ve izobütanın en iyi aracı akışkan olduğu vurgulanmıştır.

DiPippo (2004) [6], yaptığı çalışmada düşük sıcaklıklı bir jeotermal kaynaktan güç üreten çift akışkanlı güç santralini performansını ikinci yasa analiziyle incelemiştir. Çalışmasının sonucunda, çift akışkanlı güç santralini ısı veriminin % 8-12 arasında değiştiğini belirtmiştir. Çift akışkanlı güç santrallerinin çok yüksek ikinci yasa veriminde çalışabileceği göstermiştir.

Hettiarachchi vd. (2007)[7], düşük sıcaklıkta jeotermal ısı kaynağı kullanarak organik Rankine çevriminin optimum tasarım kriterlerini belirlemişlerdir. Optimum çevrimin performansı amonyak, HCFC123, n-pentan ve PF5050 gibi aracı akışkanlarla çalışılmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Çevrimlerde kullanılan amonyağın diğer aracı akışkanlara göre kıyasla optimizasyonda daha uygun olduğunu ekserji analiziyle ortaya koymuşlardır.

Nowak vd. (2008) [8], bir çift akışkanlı jeotermal güç santralini ısı pompasıyla birleştirilmesiyle elde edilen sonuçları analiz etmişlerdir. Bu sistem düşük sıcaklıklı Clausius Rankine çevrimi çerçevesindeki ısı pompası evaporatörü ve kondenserinden oluşmaktadır. Clausius Rankine çevriminin veriminin, yoğuşma sıcaklığındaki azalma ile buharlaşma sıcaklığındaki artışla eş zamanlı olarak arttığını göstermişlerdir.

Saleh vd. (2007) [9], organik Rankine çevrimindeki proseslerde kullanılan farklı soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini tartışmıştır. Isıl verimi ve termodinamik özellikleri hesaplamak için temel bir denkleme ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir. En yüksek ısı verim, yüksek kaynama sıcaklığına sahip n-bütan ile %13 olarak hesaplanmıştır.

DiPippo (2007) [6], jeotermal çift akışkanlı güç santrallerine uygun ideal bir model olarak Carnot çevrimini ele almıştır. Carnot çevrimi yerine daha faydalı bir model olacağı belirtilen trilateral çevrimi incelenmiştir. Bu kapsamda 100-140°C sıcaklıkta bir kaynak kullanan çevrimin verimi % 58 olarak

hesaplanmıştır. Bu sıcaklık aralığındaki bir çift akışkanlı santralinin net gücü ve verimi tahmini olarak ifade edilmiştir.

Bu çalışmada, Kütahya-Simav bölgesinde bulunan jeotermal kaynaklar incelenmiştir. Kütahya-Simav bölgesi Türkiye'nin batısında yer almakta olup, bu bölge Türkiye'nin 15 önemli jeotermal bölgesinden birisidir. Bölgedeki açılmış kuyulara ait özellikler Tablo 1'de verilmektedir. Bu çalışmada, kaynağın özellikleri dikkate alınarak en uygun çevrimlerin seçilmesi amaçlanmaktadır. Çevrimler türbin giriş basıncına göre optimize edilecektir. Çevrim tiplerinin belirlenmesi ve bu çevrimlerin çalışma koşullarındaki optimizasyonundaki amaç, jeotermal kaynaktan elde edilecek gücün maksimize edilmesidir.

## 2. JEOTERMAL GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

Bu çalışmada, bölge için incelenen termodinamik çevrimler (tek-flaş, çift flaş, çift akışkanlı, kombine flaş/çift akışkanlı, rejeneratörlü) Şekil 1'de gösterilmiştir. Buhar yüzdesinin düşük olduğu veya jeotermal akışkanın tamamen sıvı fazında olduğu durumlarda flaş buhar çevrimleri kullanılır. Flaşlama işleminin çıkışında basıncının daha düşük, entalpisinin girişteki akışkanla aynı olması sebebiyle, jeotermal akışkanın belli bir yüzdesi buharlaşır (Şekil 1a, 1b).

Düşük sıcaklıkta olan sıvı ağırlıklı jeotermal kaynaklardan elektrik üretiminde çift akışkanlı çevrimler kullanılmaktadır. Bu çevrimlerde ikincil akışkan olarak çeşitli akışkanlar (izobütan, R-114, izopentan, vd.) kullanılmaktadır. Aracı akışkan buharlaştırıcı içerisinde aldığı ısıyla doymuş buhar haline ya da kızgın buhar haline gelmektedir. Buhar türbinden geçtikten sonra, buharlaştırıcıya pompalanmadan önce su-soğutmalı kondenser içerisinde yoğunlaşmaktadır (Şekil 1c).

Kombine çevrimler, hem flaş hem de çift akışkanlı çevrimlerin avantajlarından aynı anda yararlanmayı amaçlamaktadır. Kombine çevrimler yüksek sıcaklıktaki jeotermal kaynaklar için uygundur. Jeotermal akışkanın flaş havuzunda püskürtülmesiyle elde edilen buhar, bir buhar türbininden geçerek güç elde edilmektedir. Ayırıcıdan ayrılan jeotermal akışkan, yer altına reinjekte edilmeden önce ısı değiştiricisinde ikincil akışkanı buharlaştırmak için kullanılır. Isı değiştiricisinden ayrılan ikincil akışkan, türbine gönderilerek ilave güç elde edilir ve çevrim tamamlanır (Şekil 1d).

Jeotermal güç uygulamalarında Şekil 1e ve Şekil 1f'de gösterilen rejeneratörlü çevrimler kullanılabilir. Şekil 1e'de gösterilen çevrimde açık beslemeli organik ısıtıcı (ABOI) türbinden ayrılan buhar ile aracı akışkanı ön ısıtmak için kullanılmaktadır. Şekil 1f'de gösterilen rejeneratörlü çift akışkan çevriminde açık beslemeli organik ısıtıcının yanı sıra, aracı akışkanı ön soğutmak için ısı değiştiricisi kullanılmaktadır.

## 3. ÇEVİRİMLERİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Herhangi bir kontrol hacmi için, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek kütle, enerji ve ekserji denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılır:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (2)$$

$$\dot{E}_{x_{isi}} + \dot{W} = \sum \dot{E}_ç - \sum \dot{E}_g + \dot{I} \quad (3)$$

Burada “g” girişi, “ç” çıkışı göstermekte olup,  $\dot{Q}$  ve  $\dot{W}$  net ısı ve iş girdisi,  $\dot{m}$  kütleli debi,  $h$  entalpi,  $I$  ekserji kaybıdır. “0” indisi ölü hali simgelemektedir.  $\dot{E}x_{isi}$ ,  $T$  sıcaklığındaki bir ısı kaynaktan elde edilen net ekserji transferini belirtmekte olup,

$$\dot{E}x_{isi} = \sum (1 - T_0 / T) \dot{Q} \quad (4)$$

denklemleri ifade edilmektedir. Özgül ekserji,

$$ex = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (5)$$

ile verilmektedir. Toplam ekserji ise, özgül ekserjiyle kütleli debinin çarpımıyla

$$\dot{E}x = \dot{m} ex \quad (6)$$

bulunur. Türbinin ekserjetik verimi, türbinden elde edilen gerçek işin elde edilebilecek maksimum işe (tersinir iş) oranı olarak

$$\eta_{t,ex} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{t,tr}} \quad (7)$$

tanımlanmaktadır. Burada,  $\dot{W}_t$  gerçek türbin gücüdür.  $\dot{W}_{t,tr}$  tersinir türbin gücü olup,  $\dot{W}_t + I$  'ye eşittir. Pompanın ekserjetik verimi

$$\eta_{p,ex} = \frac{\dot{W}_{p,tr}}{\dot{W}_p} \quad (8)$$

bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada,  $\dot{W}_p$  gerçek pompa gücüdür.  $\dot{W}_{p,tr}$  tersinir pompa gücü olup,  $\dot{W}_p - I$  'ye eşittir.

Çift akışkanlı çevrimlerde, ısı değiştiricisi için enerji dengesi

$$\dot{m}_{jeo} (h_{jeo} - h_{pn}) = \dot{m}_{binary} (h_{t,g} - h_{f,binary}) \quad (9)$$

ve

$$\dot{m}_{jeo} (h_{pn} - h_{reinj}) = \dot{m}_{binary} (h_{f,binary} - h_{ID,g}) \quad (10)$$

denklemleriyle ifade edilir. Burada  $\dot{m}_{jeo}$  ve  $\dot{m}_{binary}$  sırasıyla jeotermal ve ikincil akışkanın kütleli debileridir.  $h_f$ , ikincil akışkanın doyma sıcaklığındaki doymuş sıvı entalpisidir.  $h_{pn}$ , jeotermal akışkanın pinch noktası sıcaklığındaki entalpisidir.

Isı değiştiricisi (evaporatör ve kondenser) için ekserjetik verim ise, soğuk akışın ekserjisindeki artışın, sıcak akışın ekserjisindeki azalışa oranlanmasıyla elde edilmektedir [11]:

$$\eta_{ex,ID,K} = \frac{(\dot{E}x_{\dot{c}} - \dot{E}x_{\dot{g}})_{soğuk}}{(\dot{E}x_{\dot{g}} - \dot{E}x_{\dot{c}})_{sıcak}} \quad (11)$$

Denklemden pay ve payda arasındaki fark, ısı değiştiricisi ve kondenser için ekserji kaybını ifade etmektedir. Kondenserde sıcak akışkanın verdiği ekserji santraldeki ekserji kayıpları içinde değerlendirilebilir.

Jeotermal güç santrallerinin enerji verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{jeo}(h_{jeo} - h_0)} \quad (12)$$

Paydadaki kısım güç santraline giren enerjidir. Jeotermal akışkanın ekserjisi santrale giren ekserji girdisi olmak üzere, jeotermal güç santralinin ekserji verimi,

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_g} \quad (13)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Bu çalışmada, yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

1. Santrallere giren jeotermal akışkanın sıcaklığı ve debisi sırasıyla, 162°C ve 100 kg/s,
2. Ölü hal sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 25°C ve 100 kPa,
3. Türbin ve pompa izentropik verimleri 0.85,
4. Çift akışkanlı çevrimlerde aracı akışkan izobütan,
5. Çift akışkanlı çevrimlerdeki ısı değiştiricilerin pinch noktası sıcaklık farkı ( $\Delta T_{pn}$ )=6°C,
6. Tek flaşlı ve çift flaşlı çevrimler için kullanılan ejektörlerdeki buharın kütleli yüzdesi %10,
7. Çift akışkanlı çevrimler için ısı değiştiricilerin etkinliği 0.80,
8. Santralde üretilen gücün flaşlı çevrimlerde % 5'inin çift akışkanlı çevrimlerde % 15'inin santral girişinde (pompa, fan, vs.) tüketildiği varsayılmıştır. [12].

## SONUÇLAR

Çevrimler, önceki bölümde belirtilen formüller ve kabuller kullanılarak termodinamik özellik fonksiyonlarını içeren bir bilgisayar programı (Engineering Equation Solver) ile modellenmiştir [13]. Çevrimlerdeki tüm noktaların özellikleri hesaplanmış olup, Tablo 2-7'de verilmektedir. Türbin giriş basıncının net güce, enerji ve ekserji verimlerine etkisi Şekil 2-14'de gösterilmektedir. Optimum çalışma koşullarındaki ekserji ve enerji verimleri Tablo 8'de verilmektedir. Çevrimlerin optimum türbin giriş basınçları ve bu basınçlardaki net güçleri Tablo 9'da verilmektedir.

Tüm çevrimlerin net güçleri ve verimleri, türbin giriş basıncıyla maksimum bir noktaya kadar artmakta ve daha sonra düşmektedir. Flaşlı çevrimlerde, flaş basıncı (türbin giriş basıncı) arttıkça buhar yüzdesi azalmaktadır, fakat buharın entalpisi artmaktadır. Bunun sebebi; flaşlama işleminden sonra, flaş basıncının artışıyla sıcaklığın yükselmesidir. Bu noktalar, gücü maksimum yapan optimum basınçlardır.

Maksimum güç için elde edilen optimum basınç ile enerji ve ekserji verimleri için elde edilen optimum basınç birbirinden farklı görülmektedir. Verim maksimum iken, güç maksimum olmayabilir. Bu durumda jeotermal akışkan santrali daha yüksek sıcaklıklarda terketmektedir. Jeotermal akışkanın santralden yüksek sıcaklıkta ayrılması durumunda, akışkanın absorpsiyonlu soğutma ve bölgesel ısıtma gibi diğer uygulamalarda kullanılması uygun olacaktır.

Çevrimler için maksimum enerji (ısı) verimleri % 5.1 ile % 7.3 arasında değişirken, maksimum ekserji verimleri % 28.4 ile % 41 arasında değişmektedir (Tablo 8). En yüksek ısı veriminin eşanjörlü rejeneratif çift akışkan çevriminde % 7.3 olarak gerçekleştiği ve bunu % 6.6 ile çift flaş çevrimin takip ettiği

görülmektedir. En düşük ısı verim % 5.1 ile tek flaş çevrimde ortaya çıkmaktadır. Ekserji verimleri açısından da çevrim sıralamasının aynı olduğu Tablo 8'de görülmektedir.

Maksimum güçler dikkate alındığında; en iyi güç elde edilen çevrimlerin eşanjörlü rejeneratif çift akışkan çevrimi (4250 kW), çift flaşlı çevrim (3216 kW) ve rejeneratörlü çift akışkan çevrimi (3673 kW) olduğu görülmektedir. Eşanjörlü rejeneratif çift akışkan çevriminin net gücünün tek flaşlı çevrime göre yaklaşık % 40 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Sonuçlar, maksimum verim için elde edilen optimum basıncın enerjetik ve ekserjetik yaklaşıma bağlı olarak farklı olabileceğini göstermektedir.

Bilinen bir jeotermal kaynak üzerine kurulacak santral için en uygun çevrimin seçilmesi son derece kritiktir ve kaynaktan maksimum faydanın elde edilmesinde en önemli faktörlerden biridir. Bir kaynak için en iyi çevrimin seçilmesinde termodinamik analize ilave olarak ekonomik analiz de yapılması gerekmektedir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, Kütahya-Simav jeotermal bölgesine ait kuyu verilerinin sağlanmasında katkılarından dolayı Simav Belediyesine teşekkür ederiz.

## SEMBOLLER

$\dot{Q}$	Isı, kW
$\dot{W}$	Güç, kW
$\dot{m}$	Kütleli debi, kg/s
$h$	Özgül entalpi, kJ/kg
$\dot{E}_x$	Ekserji oranı, kW
$\dot{I}$	Ekserji kaybı, kW
$T$	Sıcaklık, °C
$ex$	Özgül ekserji, kJ/kg
$s$	Özgül entropi (kJ/kg K)
$ABOI$	Açık besleme organik ısıtıcısı

## İndisler

0	Ölü hal
g	Giriş
ç	Çıkış
t	Türbin
P	Pompa
tr	Tersinir
jeo	Jeotermal akışkan
reinj	Reinjeksiyon
ID	Isı değiştiricisi
K	Kondenser
binary	İkincil akışkan

## KAYNAKLAR

- [1] BERTANI, R., "World geothermal power generation in the period 2001–2005", *Geothermics* 34, 651-690, 2005.
- [2] PHAIR, K.A., "Getting the most out of geothermal power", *ASME Mech Eng*, 116, 9, 76–80, 1994.
- [3] LUND, J.W., "Geothermal energy focus: Tapping the earth's natural heat", *Refocus*, 7, 6, 48-51, 2006.
- [4] KANOGLU, M., CENGEL, Y.A., "Economic evaluation of geothermal power generation, heating, and cooling", *Energy*, 24, 6, 501-509, 1999.
- [5] DAGDAŞ, A., ÖZTÜRK, R., BEKDEMİR, Ş., "Thermodynamic Evaluation of Denizli Kızıldere Geothermal Power Plant and its Performance Improvement", *Energy Conversion and Management*, 46, 2, 245-256, 2005.
- [6] DIPIPO, R., "Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids", *Geothermics*, 33, 5, 565-586, 2004.
- [7] HETTIARACHCHI, H.D.M., GOLUBOVIC, M., WOREK, W.M., IKEGAMI, Y., "Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources", *Energy*, 32, 9, 1698-1706, 2007
- [8] NOWAK, W., STACHEL, A.A., BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A., "Possibilities of implementation of absorption heat pump in realization of the Clausius–Rankine cycle in geothermal power station", *Applied Thermal Engineering*, 28, 4, 335–340, 2008.
- [9] SALEH, B., KOGLBAUER, G., WENDLAND, M., FISCHER, J., "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles", *Energy*, 32, 7, 1210-1221, 2007.
- [10] DIPIPO, R., "Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants", *Geothermics*, 35, 3, 276-285, 2007.
- [11] WARK, K.J., "Advanced thermodynamics for engineers". New York, McGraw-Hill, 1995.
- [12] KANOGLU, M., CENGEL, Y.A., "Performance evaluation of a binary geothermal power plant in Nevada", *Proceedings of the ASME*, 37, 139-146, 1997.
- [13] KLEIN, S.A., *Engineering Equation Solver (EES)*, Academic Commercial V8.208, F-Chart Software, www.fChart.com, 2008.

## ÖZGEÇMİŞ

### Ahmet COŞKUN

1980 yılı Antalya doğumludur. 2001 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 2005 yılında aynı Üniversitede yüksek lisansını tamamlamıştır. 2002 yılından beri SDÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Halen doktora çalışmalarına devam etmektedir. Güç çevrimleri, ekserji ve jeotermal güç santralleri konularında çalışmaktadır.

### Ali BOLATTÜRK

1969 yılı İskenderun doğumludur. 1990 yılında Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitede 1992 yılında yüksek lisansını ve 1997 yılında Süleyman Demirel Üniversitesinde doktorasını tamamlamıştır. 1997-2008 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesinde Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev yapmıştır. 2008 yılında Doçent ünvanını almıştır. Yalıtım, enerji yönetimi ve tasarrufu, ekserji, jeotermal enerji konularında çalışmaktadır.

### Mehmet KANOĞLU

1992 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Yüksek lisansını ve doktorasını ABD'de Nevada Üniversitesi'nde (University of Nevada, Reno) 1996 ve 1999 yıllarında tamamlamıştır. 2002 yılında doçent, 2008 yılında profesör olmuştur. 2000 yılından beri Gaziantep Üniversitesi'nde görev yapmaktadır. 2006-2007 akademik yılında Canada'da bulunan Ontario Üniversitesi Teknoloji Enstitüsü'nde (University of Ontario Institute of Technology) misafir öğretim üyesi olarak çalışmıştır. İlgilendiği alanlar arasında jeotermal enerji, kojenerasyon, enerji yönetimi ve tasarrufu, soğutma sistemleri, doğal gaz sıvılaştırması ve hidrojen üretimi ve sıvılaştırılması sayılabilir.

**Tablo 1.** Kütahya-Simav Jeotermal Bölgesine Ait Kuyuların Özellikleri

Kuyu No	Yıl	Derinlik (m)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Basınç (bar) (Kuyu başı)
EJ-1	1987	725	162	72	6
E-6	1994	169	157	60-80	5.5
E-8	1997	205	161	50	5
EJ-3	1997	424	151	40-60	4.5-5
E-9	2005	208	98	60	5.5
E-10	2005	288	108	80-100	5.5
E-11	2005	502	99	35	4.5

**Tablo 2.** Tek Flaşlı Çevrim İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Jeo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	Jeo. Akışkan	Doy. buhar	100.3	102.6	2676	7.351	10.5	5152
2	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	45.8	10	2381	7.514	10.4	1533
3	Jeo. Akışkan	Doy. sıvı	45	10	188.4	0.639	10.5	28.4
4	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	204.4	-
5	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.639	204.4	1010
6	Jeo. Akışkan	Sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10377
7	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	100.3	102.6	684.4	2.017	100	8758

**Tablo 3.** Çift Flaşlı Çevrim İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Jeo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	Jeo. Akışkan	Doy. buhar	135.9	321.1	2728	6.97	4.7	3084
2	Jeo. Akışkan	Doy. buhar	94.9	84.2	2668	7.417	7.3	3349
3	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	45.8	10	2354	7.428	12	1723
4	Jeo. Akışkan	Doy. sıvı	45	10	188.4	0.639	12	32.3
5	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	229.6	-
6	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.639	229.6	1134
7	Jeo. Akışkan	Sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10377
8	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	135.9	321.1	684.4	1.972	100	10099
9	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	94.9	84.2	571.5	1.722	94.8	5959



**Tablo 4.** Çift Akışkanlı Çevrim İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Jeo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	İzobütan	Ölü hal	25	100	259.4	1.207	-	-
0''	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	İzobütan	Sık. sıvı	12	410	228.2	1.099	57.1	46.1
2	İzobütan	Sık. sıvı	13.1	2263	232	1.101	57.1	231.2
3	İzobütan	Kız. buhar	146.8	2263	793.3	2.658	57.1	5780
4	İzobütan	Kız. buhar	95.7	410	722.5	2.692	57.1	1156
5	Jeo. Akışkan	Sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10377
6	Jeo. Akışkan	Sık. sıvı	86.8	423	363.7	1.155	100	2402
7	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	250	-
8	Su	Sıvı	45	2.1	188.4	0.639	250	1235

**Tablo 5.** Kombine Çevrim İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Jeo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	İzobütan	Ölü hal	25	100	259.4	1.207	-	-
0''	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	Jeo. Akışkan	Doy. buhar	144.1	405.6	2739	6.892	3.6	2501
2	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	45.79	10	2266	7.153	3.6	501.3
3	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	45	10	188.4	0.639	3.6	9.8
4	İzobütan	Sık. sıvı	12	410	228.2	1.099	35.5	28.6
5	İzobütan	Sık. sıvı	13.09	2263	232	1.101	35.5	143.6
6	İzobütan	Kız. buhar	134.1	2263	760	2.578	35.5	3260
7	İzobütan	Kız. buhar	81.23	410	693.2	2.611	35.5	535.7
8	Jeo. Akışkan	Doy. sıvı	144.1	405.6	607	1.782	96.4	7742
9	Jeo. Akışkan	Sık. Sıvı	100.1	405.6	419.6	1.308	96.4	3319
10	Jeo. Akışkan	Doy. sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10377
11	Jeo. Akışkan	Sıvı-buhar	144.1	405.6	684.4	1.967	100	10243
a1	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	66.8	-
a2	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.639	66.8	329.9
a3	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	146.1	-
a4	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.639	146.1	721.8

**Tablo 6.** Rejeneratörlü Çift Akışkan Çevrimi İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Geo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	İzobütan	Ölü hal	25	100	259.4	1.207	-	-
0''	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	İzobütan	Doy. sıvı	12	235.1	228.1	1.1	44.3	2263
2	İzobütan	Sık. sıvı	12.39	900	229.4	1.101	44.3	2315
3	İzobütan	Doy. sıvı	61.56	900	353.9	1.502	57.9	3302
4	İzobütan	Sık. sıvı	62.7	2167	356.9	1.504	57.9	3452
5	İzobütan	Kız. buhar	146.8	2167	795.8	2.669	57.9	8748
6	İzobütan	Kız. buhar	118.4	900	759.4	2.685	13.6	6354
7	İzobütan	Kız. buhar	84	235.1	703.3	2.715	44.3	1981
8	Geo. Akışkan	Sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10367
9	Geo. Akışkan	Sıvı	102.6	111.2	430.2	1.336	100	3624
10	Su	Sıvı	18	2.1	75.47	0.2676	186.4	-
11	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.6385	186.4	921.2

**Tablo 7.** Eşanjörlü Rejeneratif Çift Akışkan Çevrimi İçin Enerji ve Ekserji Değerleri

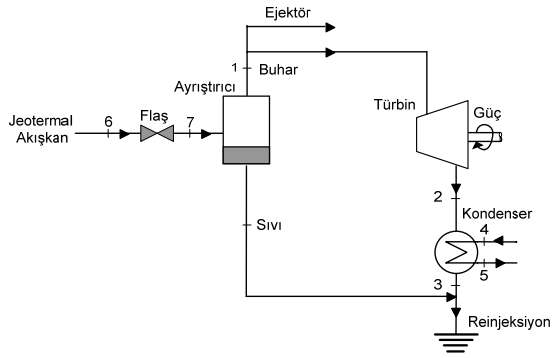
Hal No	Akışkan	Faz	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg°C)	Debi (kg/s)	Ekserji (kW)
0	Geo. Akışkan	Ölü hal	25	100	104.8	0.367	-	-
0'	İzobütan	Ölü hal	25	100	259.4	1.207	-	-
0''	Su	Ölü hal	18	-	75.5	0.268	-	-
1	İzobütan	Doy. sıvı	12	235.1	228.1	1.1	59.4	3033
2	İzobütan	Sık. sıvı	12.4	900	229.4	1.101	59.4	3102
3	İzobütan	Sık. sıvı	58.9	900	346.7	1.481	59.4	3341
4	İzobütan	Doy. sıvı	61.6	900	353.9	1.502	60.4	3444
5	İzobütan	Sık. sıvı	62.4	1833	356.1	1.503	60.4	3559
6	İzobütan	Kız. buhar	146.8	1833	804.1	2.708	60.4	8924
7	İzobütan	Kız. buhar	124.7	900	773.6	2.722	1.1	6838
8	İzobütan	Kız. buhar	90.5	235.1	716.2	2.751	59.4	2789
9	İzobütan	Kız. buhar	28.0	235.1	598.9	2.398	59.4	2076
10	İzobütan	Sıvı	162	649.7	684.4	1.963	100	10367
11	İzobütan	Sıvı	98.7	96.83	413.7	1.293	100	3290
12	Su	Sıvı	18	2.1	75.5	0.268	195	-
13	Su	Sıvı	45	9.6	188.4	0.639	195	963.6

**Tablo 8.** Optimum Türbin Giriş Basınçlarına Göre Çevrimlerin Enerji ve Ekserjetik Verimleri

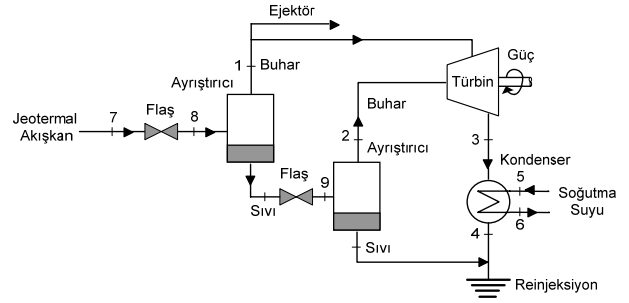
	Tek Flaşlı Çevrim	Çift Flaşlı Çevrim	Çift Akışkanlı Çevrim	Kombine Çevrim	Rejeneratörlü Çift akışkan Çevrimi	Eşanjörlü Rejeneratif Çift akışkan Çevrimi
Parça	Ekserjetik verim (%)					
Su-soğutmalı kondenser	67.1	67.1	89.9	-	30.6	99.3
Türbin	85.8	85.8	87.4	86.5	87.1	87.3
Isı değiştiricisi	-	-	69.6	70.5	-	33.5
Pompa	-	-	84.2	84.2	-	-
Su-soğutmalı Kondenser 1	-	-	-	67.1	-	-
Su-soğutmalı Kondenser 2	-	-	-	70.3	-	-
Pompa 1	-	-	-	-	84.3	84.3
Pompa 2	-	-	-	-	86.7	86.7
Evaporatör	-	-	-	-	78.6	75.8
Çevrim	28.4	37.0	31.0	33.8	35.4	41.0
	Isıl verim (%)					
Çevrim	5.1	6.6	5.5	6.0	6.3	7.3

**Tablo 9.** Çevrimlerin Optimum Türbin Basınçları ve Net Güçleri

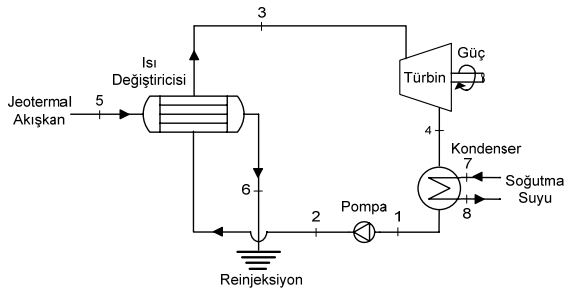
Çevrim	Optimum Türbin Giriş Basıncı (kPa)	Net Güç (kW)
Tek flaşlı çevrim	102.6	2951
Çift flaşlı çevrim	321.1	3841
Çift akışkanlı çevrim	2263	3216
Kombine çevrim	444.4	3508
Rejeneratörlü çift akışkan çevrimi	2167	3673
Eşanjörlü rejeneratif çift akışkan çevrimi	1833	4250



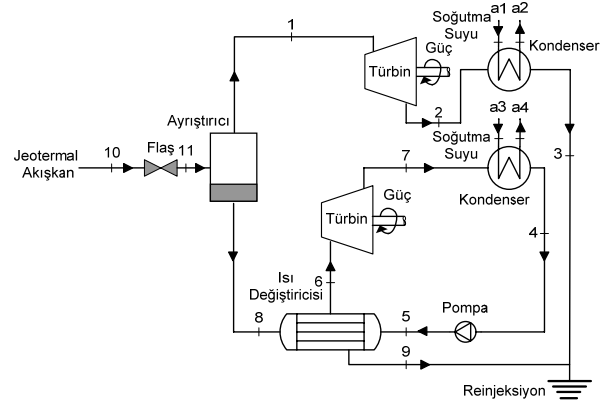
Şekil 1a. Tek Flaşlı Çevrim



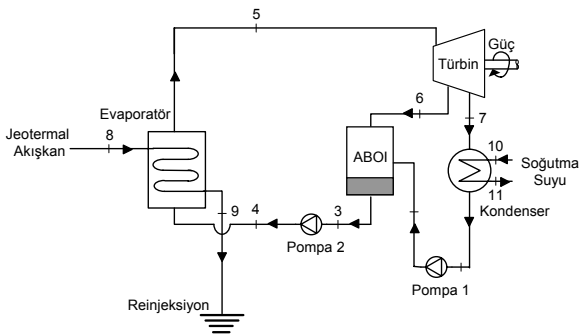
Şekil 1b. Çift Flaşlı Çevrim



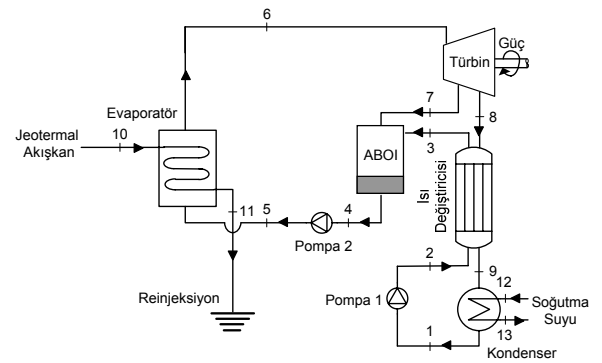
Şekil 1c. Çift Akışkanlı Çevrim



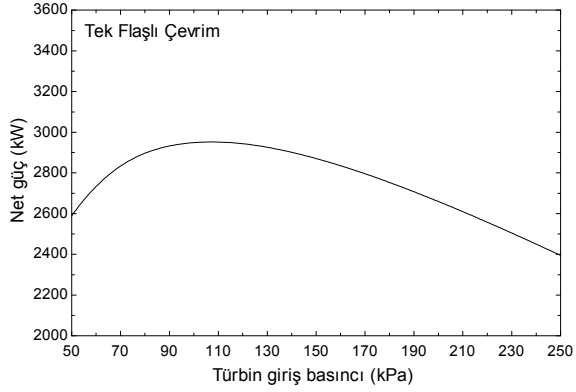
Şekil 1d. Kombine Çevrim



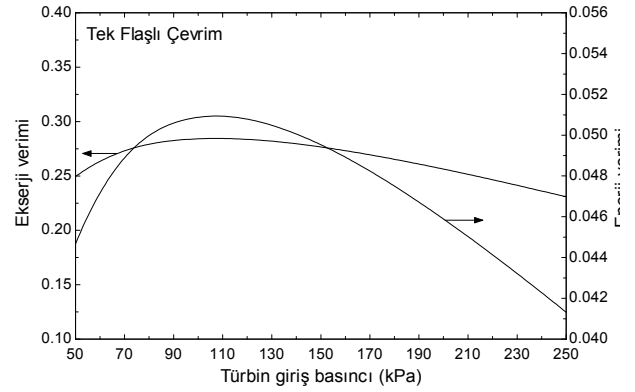
Şekil 1e. Rejeneratörlü Çift Akışkan Çevrimi



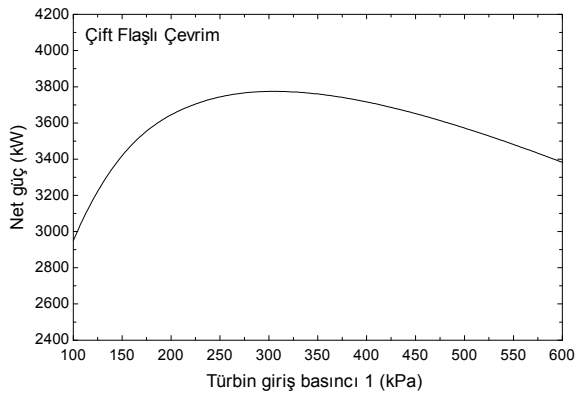
Şekil 1f. Eşanjörlü Rejeneratif Çift Akışkan Çevrimi



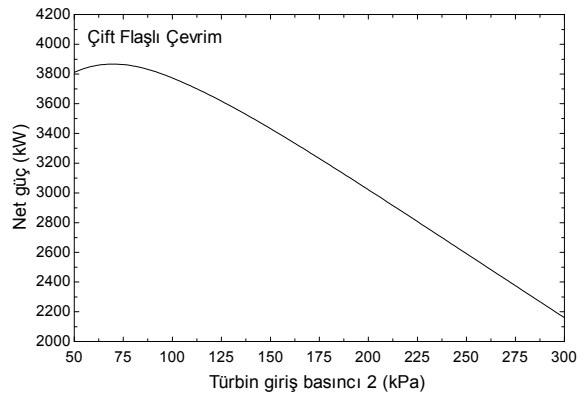
**Şekil 2.** Tek Flaşlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Net Güce Etkisi



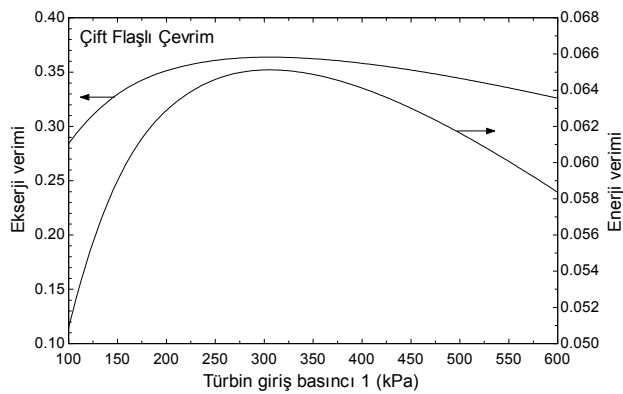
**Şekil 3.** Tek Flaşlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi



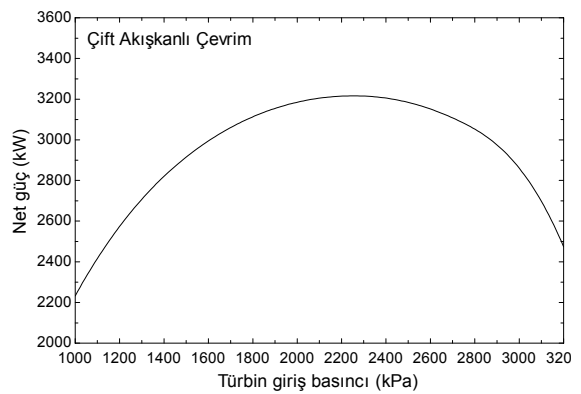
**Şekil 4.** Çift Flaşlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının (Yüksek) Net Güce Etkisi



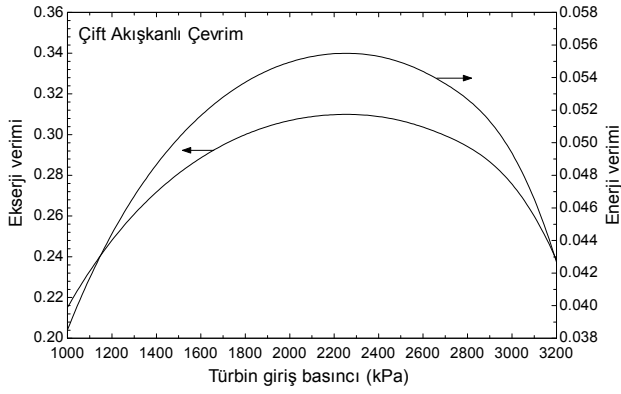
**Şekil 5.** Çift Flaşlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının (Düşük) Net Güce Etkisi



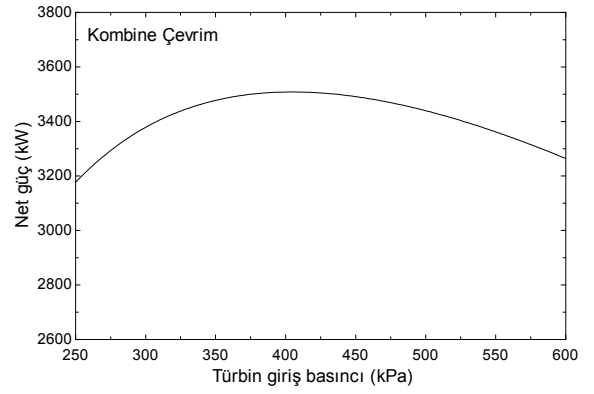
**Şekil 6.** Çift Flaşlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının (Yüksek) Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi



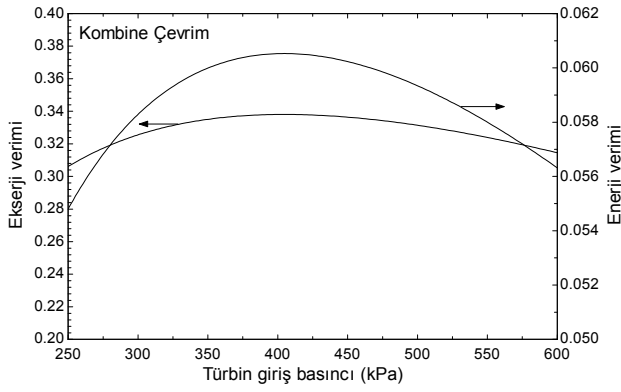
**Şekil 7.** Çift Akışkanlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Net Güce Etkisi



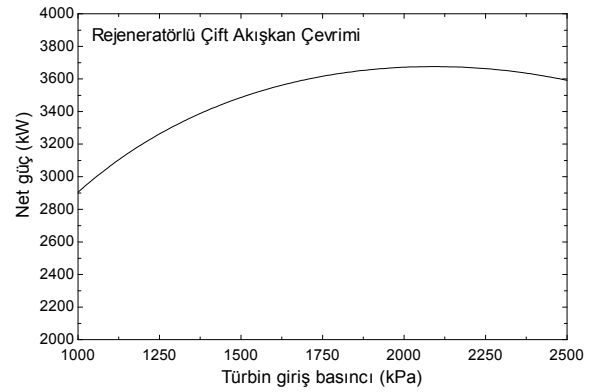
**Şekil 8.** Çift Akışkanlı Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi



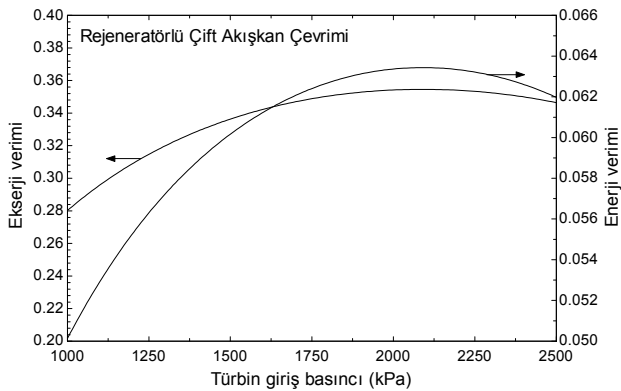
**Şekil 9.** Kombine Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Net Güce Etkisi



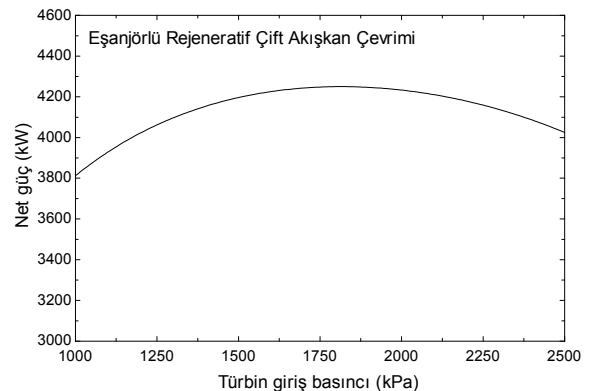
**Şekil 10.** Kombine Çevrim İçin Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi



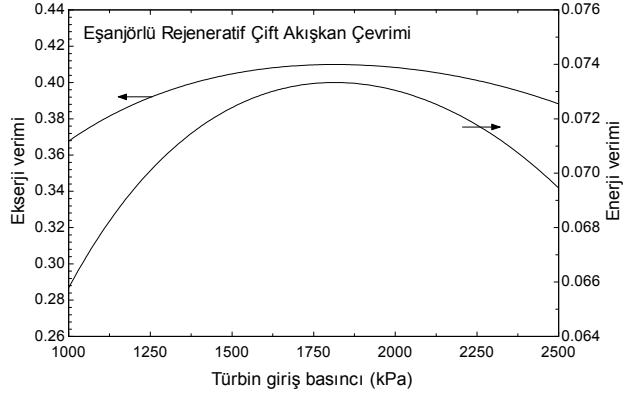
**Şekil 11.** Rejeneratörlü Çift Akışkan Çevrimi İçin Türbin Giriş Basıncının Net Güce Etkisi



**Şekil 12.** Rejeneratörlü Çift Akışkan Çevrimi İçin Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi



**Şekil 13.** Eşanjörlü Rejeneratif Çift Akışkan Çevrimi İçin Türbin Giriş Basıncının Net Güce Etkisi



**Şekil 14.** Eşanjörlü Rejeneratif Çift Akışkan Çevrimi İçin Türbin Giriş Basıncının Enerji ve Ekserji Verimine Etkisi