

# ENERJİNİN ETKİN KULLANIMI İÇİN TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASINA GÖRE KULLANILAN YÖNTEMLER VE UYGULAMA İLE İLGİLİ EKSTREM ŞARTLAR

Ahmet CAN

## ÖZET

Dünyadaki enerji kaynaklarının sınırlı olması, enerji kullanımının, ekolojik denge ve sağlık ile ilgili, çevresel etkileşimi gibi nedenlerden, enerjinin etkin ve nitelikli kullanımı, giderek önem kazanmaktadır. Bu durum, enerji dönüşüm yöntemlerinin, yeniden değerlendirilmesini ve sahip olunan enerji kaynaklarından, en iyi verimle, en ekonomik ve en nitelikli yararlanabilmek için, yeni yöntemler geliştirilmesini zorunlu yapmaktadır.

Hangi tür olursa olsun, termodinamiğin birinci yasasına göre, bütün enerjilerin toplamı sabittir. Termodinamiğin ikinci yasası ise, enerji dönüşümlerine sınırlama getirmekte, kendilerinin dönüşümünde olduğu gibi, bir sistemden diğer bir sisteme transferinde, enerjinin kullanılabilir bölümündeki azalmayı ve niteliksizleşmesinin boyutunu değerlendirme imkanını vermektedir.

Bu çalışmanın amacı, doğal kaynakların potansiyel enerjisinin, insanlığın enerji ihtiyacını karşılayacak kullanılabilir enerjiye dönüştürülmesinde, tesisatlarda kullanılan ısı değiştirgeçlerindeki enerji dönüşümlerini veya ısı transferi gibi süreçleri, entropi üretimi (tersinmezlik) veya kullanılabilir enerji (ekserji) yönünden değerlendirmektir. Buna bağlı olarak, süreç tekniksel tesisatlarda ve bunların önemli elemanlarından ısı değiştirgeçlerinde, maliyet ve enerji harcamalarını en aza indirmek için yararlanılabilecek bir yöntemi tanıtmaktır.

## 1. GİRİŞ

Bosnjakoviç, 1938 yılında yayınladığı “tersinmezliklere Savaş” isimli makalesi ile, tersinmezlikler sebebiyle, teknik süreçlerde oluşan kayıplara dikkati çekiyordu,[1]. Ekserji kavramını, (Kullanılabilir Enerjiyi) hafızalara esaslı olarak işleyen, RANT olmuştur [2]. Bir enerji dönüşümünün veya enerji transferi sürecinin niteliğini değerlendirmek için, “İş Kabiliyeti”, “Availability” ve “Enerji Kullanılabilirliği” gibi kavramlar da kullanılmaktadır. Sadi CARNOT’un, 1824 yılında, ısının ağırlığı olmayan bir madde olduğu ve sıcak olan cisimlerden, soğuk olan cisimlere kendiliğinden geçtiği fikrinden hareket ederek, “Termodinamiğin İkinci Yasası” adı ile anılan, modern bilimin temellerini oluşturan doğa yasasının geliştirilmesinden ve R. CLAUSIUS’un 1865 yılında, entropi kavramını tanımlamasından bugüne kadar, değişik süreçlerin entropi üretimi ve ekserji analizi için birçok çalışma yayınlanmıştır. Tüm bunlara rağmen, süreç tekniksel tesisatların birçoğunun tasarımında, halen sadece, kütle ve enerjisel akımların bilançoları yapılmaktadır. Yani, entropi akımları ve ekserji kayıpları göz önüne alınmamaktadır. Bu durumu, mühendislerin, entropi ve ekserji gibi, daha az alışılmış kavramlara çekingelikleri ile açıklamak mümkün değildir.

İkinci yasaya göre, enerjinin nitelik olarak değerlendirilmesi için geliştirilmiş yöntemleri, genel olarak, entropi esaslı olanlar ve ekserji esaslı olanlar, şeklinde gruplandırmak mümkündür. İçerik ve amaç yönünden ise, çalışmalar aşağıdaki şekilde gruplandırılabilir.

- Sistem performansının, verimliliğinin, tersinmezliklerin belirlenmesi ve entropi üretiminin tespiti.
- Ekonomikliğin belirlenmesi.

Bir sürecin ekserjisel optimizasyonu, genel olarak, enerji harcamalarının azaltılması amacı ile yapılır. Ancak bunun yanında, tesisatın maliyeti ve ekserji kayıpları arasındaki çok önemli değişken ilişki gözden uzak tutulmamalıdır.

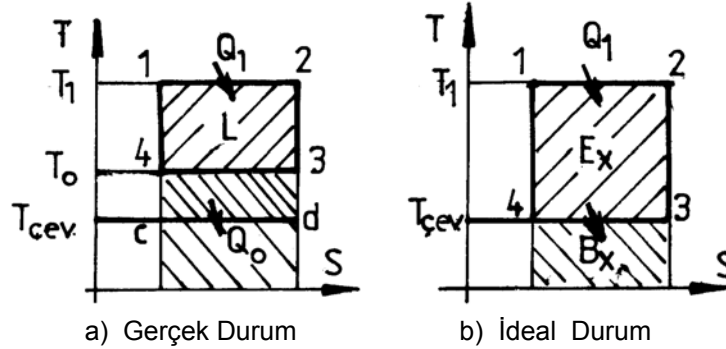
Yakın zamanların kaynaklarında, bir tesisat bölümünün veya tesisatın ekserji kayıpları ve yatırım maliyetleri, aynı zamanda üretim maliyetlerini, mümkün olduğunca düşük tutmak için değerlendirilmiştir [3],[4],[5],[6]. Bu tür değerlendirmeler, Tsatsaronis'in teklifine dayandığı için, "Ekserji Ekonomik Değerlendirme" olarak adlandırılır [7]. Bu ve buna benzer yöntemler, enerji masraflarının, maliyet masraflarına oranla, oldukça önemli rol oynadığı, enerji yoğun süreçlere ait olduğundan, burada tanıtılan yöntem, ısı değiştirgeçlerindeki uygulaması ile tanıtılmıştır.

## 2. EKSERJİ KAVRAMI

Mevcut bir çevrede, belirli bir başlangıç durumu ile, bir sistemden alınabilecek maksimum iş, "ekserji" olarak tanımlanır, [8,S.202].  $Q$  gibi bir ısı akımından, süreçte kullanılan akışkanın ve çevrenin durumuna göre, tam tersinir durum değişimleri ile, sadece belirli değerlerde, pozitif veya negatif iş, yani  $E_x$  ekserjisi elde edilir.  $B_x$  ile gösterilen ve "Anerji" olarak adlandırılan, geri kalan bir enerji bölümü hiçbir şekilde değerlendirilemez. Termodinamiğin Birinci Yasasına göre, bunun için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\dot{E}_x = \dot{Q} - \dot{B}_x \quad (1)$$

Isının faydalı işe dönüştürülmesi ve ekserjisi, şekil 1'de gösterilmiş Carnot çevrimi ile açıklanabilir.



Şekil 1. Carnot Çevrimi, Faydalı İş ve Ekserji

Termodinamiğin İkinci Yasasına göre, kazanılabilecek iş, aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır.

$$|L| = Q_1 \frac{(T_1 - T_0)}{T_1} = Q_1 - Q_1 \frac{T_0}{T_1} \quad (2)$$

Maksimum elde edilebilecek iş,  $Q_1$  ısının  $E_x$  ekserjisi, Şekil 1b'deki (1,2,3,4,1) – yüzeyi olarak gösterilmiştir ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$E_x = Q_1 - Q_1 \frac{T_{\text{cev}}}{T_1} \quad (3)$$

Ekserji, çevre şartlarına bağlıdır. Ekserjinin çevre şartlarına ve sıcaklığına olan bu bağımlılığı bir dezavantajdır. Çünkü, ekserjinin genel geçerli bir tespiti mümkün değildir. Burada ayrıca, işin, sadece

çevre ile sıcaklık dengelenmesi sayesinde değil, basınç, kimyasal potansiyel gibi büyüklüklerin dengelenmesinden de kazanılabileceği belirtilmelidir.

## 2.1. Isı Değiştirgecinde Ekserji Değişimi

Isı değiştirgecinde, izobar olarak bir akışkanın ısıtılması, diğerinin soğutulması söz konusudur. Bu süreç esnasında oluşan ekserji değişimleri, aşağıdaki şekilde tanımlanabilir. A ısı veren akışkan,  $T_1$  sıcaklığından  $T_2$  sıcaklığına kadar soğuyor, B ısı alan akışkan,  $T_3$  sıcaklığından  $T_4$  sıcaklığına ısınıyor ise, A'nın verdiği ekserji akımı için,

$$\Delta \dot{E}_{x_A} = [(\dot{H}_2 - \dot{H}_1) - T_{\text{çev}}(\dot{S}_2 - \dot{S}_1)] \quad (4)$$

eşitliği yazılabilir. B'nin aldığı ekserji akımı ise, aşağıdaki değerdedir.

$$\Delta \dot{E}_{x_B} = [(\dot{H}_4 - \dot{H}_3) - T_{\text{çev}}(\dot{S}_4 - \dot{S}_3)] \quad (5)$$

Isı değiştirgecinde, sonlu sıcaklık farkı altında gerçekleşen ısı transferi, sürtünme kayıpları ve ısı değiştirgeci boyunca oluşan farklı sıcaklıktaki akışkan bölümlerinin, çıkıştan önce karışmaları gibi nedenlerden oluşan ekserji kayıplarının açıklanması ve analizi, [3] numaralı kaynakta, etraflıca sunulmuştur.

## 3. BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN EKSERJİ EKONOMİKSEL OPTİMİZASYONU

Isı değiştirgeçleri, belirli sıcaklık farkları altında çalışırlar. Yatırım maliyetleri sebebiyle, bu sıcaklık farklarının büyük tutulması sayesinde, ısı değiştirgecinin boyutlarını küçültmek mümkündür. Ancak, bir önceki bölümde verilmiş tanımlardan anlaşılacağı gibi, büyük sıcaklık farklarının, kaçınılmaz olan tersinmezlikleri, dolayısıyla ekserji kayıplarını, oldukça büyük değerlere götüreceği tespit edilebilir.

Ekserji ekonomik analiz yöntemi, burada önce, tek bir ısı değiştirgecine uygulanmıştır. Isı değiştirgecinde, yukarıda adlandırılmış, sonlu sıcaklık farkında ısı transferi, sürtünmeler ve karışım gibi tersinmezlikler sebebiyle, bir  $S_p$  entropi üretimi ve bir  $E_v$  ekserji kaybı meydana gelir. Tekrar geri kazanılamayan enerjiyi ifade eden bu büyüklükler arasındaki ilişki,  $T_{\text{çev}}$  sıcaklığı yardımıyla aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{E}_v = T_{\text{çev}} \cdot \dot{S}_p \quad (6)$$

$S_p$  entropi üretimi, ısı değiştirgecine giren ve çıkan maddelerin entropi akımlarından ve ısı değiştirgeciyle çevre arasında kendiliğinden olan ısı alışverişinden oluşur.

$$\dot{S}_p = \sum (\dot{S}_C + \dot{S}_G) + \frac{Q_{\text{çev}}}{T_{\text{çev}}} \quad (7)$$

Burada, gerek konunun önemini çarpıcı net olarak göstermek ve gerekse hesaplamaları, grafiksel değerlendirmeleri daha rahat yapabilmek için, ısı değiştirgeciyle çevre arasındaki ısı alışverişi ve ısı değiştirgecindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Gerçekte, ısı değiştirgecine, çok sayıda olabilecek akışkan akımı giriş ve çıkışları yerine, sadece iki akışkan akımının her biri için, bir giriş ve bir çıkış göz önüne alınmıştır. Ayrıca, bunların spesifik ısı kapasiteleri sabit varsayılmıştır. Bu basitleştirici kabullerden sonra, ısı değiştirgecindeki entropi üretimi için, aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\dot{S}_p = \dot{m}_A \cdot c_{pA} \ln \frac{T_{A,C}}{T_{A,G}} + \dot{m}_B \cdot c_{pB} \ln \frac{T_{B,C}}{T_{B,G}} \quad (8)$$

$m_A \cdot c_{pA} = C_A$  ,  $m_B \cdot c_{pB} = C_B$  , sadece aralarında ısı transferi olduğu varsayılan akışkanların ısı kapasiteleri,  $T_A$  ve  $T_B$  , ısı değiştirgecindeki akış boyunca değişen, bu akışkanların sıcaklıkları anlamındadır. Bosnjakovic, Vilicic ve Slipcevic, ısı değiştirgecinin, A ısı transfer yüzeyi,  $k$  ısı transferi sayısı, ısı veren akışkanın  $C_A$  ısı kapasitesi ve aralarında ısı alışverişi gerçekleşen akışkanların,  $T_{A,G}$  ve  $T_{B,G}$  giriş sıcaklıkları ile ilişkili olarak, bir  $\Phi$  işletme karakteristiği tanımlamışlardır [9]. Böylece,  $\Phi$  işletme karakteristiği ile, (8) ifadesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{S}_P = \frac{\dot{Q}}{\Phi(T_{A,G} - T_{B,G})} \ln\left[1 - \Phi\left(1 - \frac{T_{B,G}}{T_{A,G}} + \frac{C_B}{C_A}\right)\right] + \frac{C_A}{C_B} \ln\left[1 + \frac{C_A}{C_B} \Phi\left(\frac{T_{B,G}}{T_{A,G}} - 1\right)\right] \quad (9)$$

Burada,  $\Delta T_m$  ortalama sıcaklık farkı,

$$\Delta T_m = \frac{\dot{Q}}{k.A} \quad (10)$$

şeklinde tanımlanmıştır.  $\Phi$  işletme karakteristiğini etkileyen parametrelerle ilgili, aşağıdaki bağıntı verilebilir.

$$\frac{\Delta T_m}{T_{A,G} - T_{B,G}} = \frac{\Phi}{k.A/C_A} \quad (11)$$

### 3.1. Isı Değiştirgecinin Optimum İşletme Noktası ve Belirlenmesi

Paralel karşı akımlı bir ısı değiştirgecinin,  $Q = 1$  [MW] ısı gücü,  $k = 60$  [W/m<sup>2</sup>K] ısı transfer sayısı ve  $n = 7000$  [h/yıl] işletme saati sayısı değerleri için, optimum işletme noktasının belirlenmesi, [10]'dan alınmış bir örnek ile açıklanmıştır. (10) numaralı denklem sayesinde, birbirleri ile ilişkisi verilmiş olan,  $\Delta T_m$  ortalama sıcaklık farkı ve  $A$  ısı değiştirgecinin ısı alışveriş yüzeyi, burada değişim parametreleridir. Isı değiştirgecinin, yukarıda verilmiş,  $Q$  ısı gücü ve  $k$  ısı transfer sayısı değerleri yanında, ısı veren ve ısı alan akışkanların giriş sıcaklıklarının,  $T_{A,G} = 300$  [K] ve  $T_{B,G} = 100$  [K] ile  $T_{A,G} = 400$  [K] ve  $T_{B,G} = 300$  [K] şeklinde, iki farklı durumu için değerlendirme yapılmıştır. Yatırım ve işletme masraflarının belirlenmesinde etken olan, senelik borç faizi  $a = \% 15$  ve elektrik enerjisi birim fiyatı  $z_E = 0,05$  [\$/kWh] olarak alınmıştır. Isı veren ve ısı alan akışkanların, verilmiş belirli  $T_{A,G}$  ve  $T_{B,G}$  giriş sıcaklıklarında ve bunlar arasında gerçekleştiği varsayılan,  $Q$  ısı gücündeki ısı alışverişi için, şekil 2' de ısı değiştirgecinin A ısı alışveriş yüzeyinin, 200 [m<sup>2</sup>] ile 2000 [m<sup>2</sup>] arasındaki değişimi için tespit edilmiş, I yatırım masrafları,  $E_v$  ekserji kaybı değerleri üzerine taşınmıştır.

Eğer, I yatırım masrafları, yıllık borç faizi (kapital faktörü)  $a$  ile çarpılırsa, K yıllık kapital masrafları bulunur. Bu masraflar, şekil 2' de verilmiş diyagramın düşey ekseninin sağ tarafında, (0 - 135). 10<sup>3</sup> [\$/yıl] aralığındaki değişimiyle gösterilmiştir.

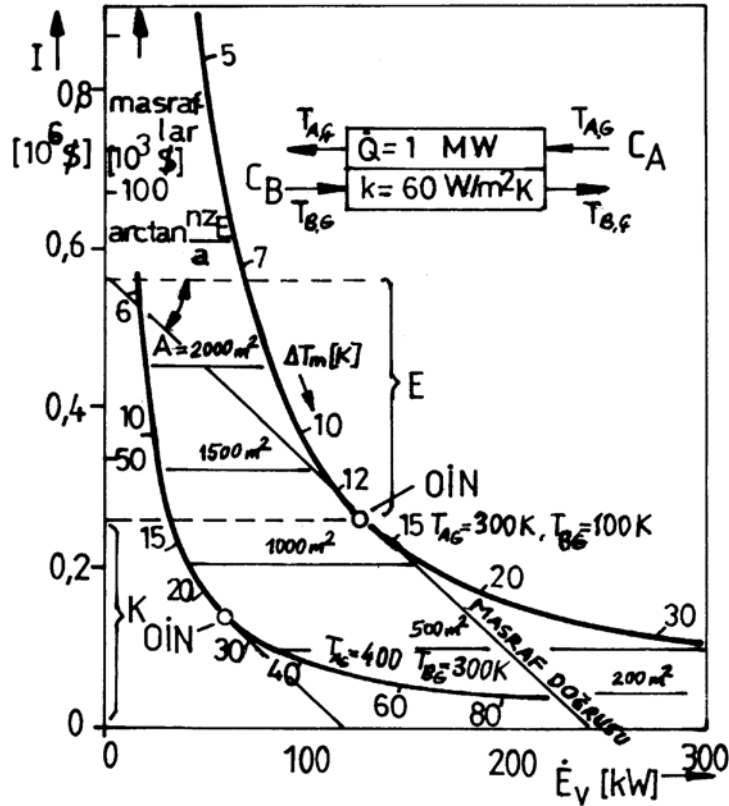
Eğer işletme saati sayısı  $n$  ile, ekserji kaybı  $E_v$  çarpımı, ısı değiştirgecinin işletilmesi için harcanan elektrik enerjisi birim fiyatı  $z_E$  ile çarpılırsa, böylece, ısı değiştirgecinin, yıllık ekserji kaybı masrafları N [\$/yıl] olarak elde edilir.

Tam mükemmel tersinir çalışan bir tesisatta harcanmış olacak en az enerji ile, tesisatın tüm ekserji kayıplarının toplamı, tesisatın işletimi için gerekli toplam ekserjiyi verir. Gerek, I yatırım masrafları, gerekse,  $E_v$  ekserji kayıpları, akışkanların ısı değiştirgecinin giriş sıcaklıklarına, ısı kapasitelerine ve giriş basınçları ile ısı değiştirgecinde oluşan basınç kayıpları ve diğerleri gibi,  $\alpha_i$  işletme parametrelerine bağlıdır. Genel olarak optimizasyonun ödevi, yatırım ve ekserji kaybı masraflarının toplamının minimuma indirilmesini kapsar. Yatırım ve ekserji kaybı masrafları için,

$$I = I(\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_j) \quad (12)$$

$$\dot{E}_v = \dot{E}_v(\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_j) \quad (13)$$

eşitlikleri yazılabilir.



Şekil 2. Ters Akımlı Bir Isı Değiştirgecinin, OİN - Optimum İşletme Noktası.

Yatırım ve ekserji kaybı masraflarının toplamı, aşağıdaki şekilde tanımlanabilir, [10].

$$M = K + N = a.I + n.\dot{E}_v.z_E = a \sum_j \beta_j = \min. \quad (14)$$

Burada,

$$\beta_j = \beta_j(\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_j) = I_j + n.\dot{E}_{v,j}.z_E / a \quad (15)$$

olarak,  $\alpha_j^{(0)}$ , işletme parametrelerinin belirli bir grubundan hareketle, masrafların optimumunu belirleyene kadar, bu parametreler, sistematik şekilde değiştirilir.

$$\delta M = a \sum_j \sum_i \left( \frac{\partial \beta_j}{\partial \alpha_j} \right) \delta \alpha_j \quad (16)$$

Tribus' un teklif ettiği bu yöntem, pratikte, çok sayıdaki işletme parametresi olması sebebiyle, uzun hesaplama zamanı gerektirdiği için, pek tercih edilmemektedir. Bunun yerine, şekil 2 ile tanımlanmış, yatırım ve ekserji masrafları diyagramından hareket ederek, bir optimum işletme noktası, (OİN) belirlenmesi yöntemi tercih edilmektedir. Burada, ısı değiştirgeci için optimum işletme noktası, K yıllık kapital masrafları ile N yıllık ekserji kaybı masrafları toplamının minimumu için tanımlanır. Bu ancak, şekil 2' de gösterilmiş,  $-n.z_E / a$  eğimine sahip masraf doğrusunun,  $I = I(E_v)$  işletme eğrisine teğet olduğu, OİN noktasında olur. Şekil 2' de verilmiş diyagramlara göre,  $T_{A,G} = 400$  [K] ve  $T_{B,G} = 300$  [K] olan ısı değiştirgeci örneğinde, ısı değiştirgecinin ısı alışveriş yüzeyi  $A \cong 700$  m<sup>2</sup> iken, optimal sıcaklık farkının  $\Delta T_{m,opt} \cong 25$  [K] olduğu tespit edilebilir. Değişik diğer ısı değiştirgeci örneğinde

ise,  $T_{A,G} = 300$  [K] ve  $T_{B,G} = 100$  [K] giriş sıcaklıkları ile işletilmesi söz konusudur. Bu örnekte ise, ısı değiştirgecinin ısı alışveriş yüzeyi  $A \cong 1200$  [m<sup>2</sup>] iken, optimal sıcaklık farkının  $\Delta T_{m,opt.} \cong 13$  [K] değerinde olduğu görülür.

Burada, ısı değiştirgeçlerinin genellikle bir tesisat içinde, onun bir ünitesini oluşturabileceği ve yukarıda yapılmış değerlendirmelerin bir tek ısı değiştirgeci için geçerli olabileceği, tekrar belirtilir.

Boru demeti tipindeki ısı değiştirgeçlerinin, I yatırım masraflarının, ısı değiştirgecinin A ısı alışveriş yüzeyinin fonksiyonu olarak belirlenmesi, Corripio, A. ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır, [11]. I yatırım masrafları ile ısı transfer yüzeyi arasındaki ilişki, aşağıdaki ifade ile tanımlanmıştır.

$$\ln I = B + \ln(F_p \cdot F_m \cdot F_i) \quad (17)$$

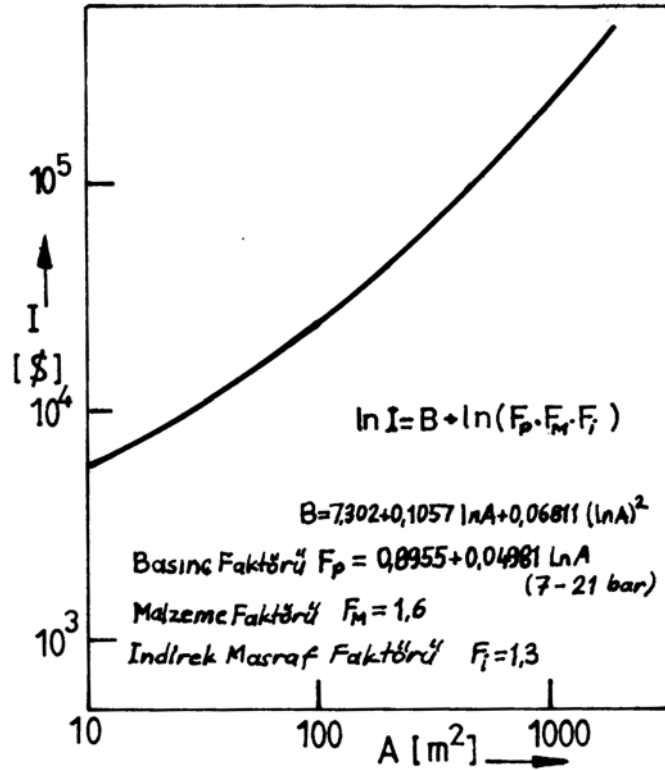
Burada, B deneysel belirlenmiştir ve yine ısı alışveriş yüzeyine bağlı olarak,

$$B = 7,302 + 0,1057 \ln A + 0,06811 \cdot (\ln A)^2 \quad (18)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Isı değiştirgecinin işletme basınçlarının,  $7 \cdot 10^5$  ile  $21 \cdot 10^5$  [Pa] arasında değiştiği durumlarda,  $F_p$  basınç faktörü için,

$$F_p = 0,8955 + 0,4981 \cdot \ln A \quad (19)$$

ifadesi verilmiştir. İndirekt masraflarla ilgili olarak tanımlanmış,  $F_i$  faktörü için,  $F_i = 1,3$  değeri önerilmiştir. [11]' den alınmış şekil 3' te, I yatırım masrafları ile ısı transfer yüzeyi arasındaki ilişki, grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 3. Boru Demeti Isı Değiştirgecinin, Yatırım Masraflarının Isı Alışveriş Yüzeyi ile Değişimi

#### 4. SONUÇ

Doğal kaynakların potansiyel enerjisinin, insanlığın enerji ihtiyacını karşılayacak, kullanılabilir enerjiye dönüştürülmesinde, tesisatlarda geniş kullanım alanına sahip ısı değiştirgeçlerinin, maliyet ve enerji harcamalarını en aza indirmek için, termodinamiğin ikinci yasasına göre kullanılacak bir değerlendirme sunulmuştur.

Teorik olarak verilmiş ifadeler ve somut örneklere göre çıkarılmış grafikler değerlendirildiğinde, aşağıdaki sonuçlara ulaşılabileceği tespit edilebilir.

Isı değiştirgeçleri, sonlu bir sıcaklık farkı altında çalıştırılabileceğinden, tersinmezlikler ve buna bağlı olarak, entropi üretimi ve dolayısıyla ekserji kayıpları kaçınılmazdır.

Sıcaklık farklarının artışı, entropi üretimini ve bununla ilişkili ekserji kayıplarını arttırmaktadır. Ancak yatırım masrafları düşmektedir.

Sıcaklık farkları, düşük seçilirse, ekserji kayıpları oldukça azalmakta, buna karşılık, yatırım masrafları çok büyük değerlere gitmektedir.

Belirli bir ısı alışverişi ve ısı transfer sayısı için, ısı veren ve ısı alan akışkanların, yüksek giriş sıcaklıklarına sahip olması, ortalama sıcaklık farkını arttırmakta, ancak ısı alışveriş yüzeyini oldukça küçültmektedir.

## 5. KULLANILAN SEMBOLLER, İNDİSLER VE ANLAMLARI

Semboller		İndisler
E	Ekserji, Enerji, [J]	x x Hali
Q	Isı, [J]	1 1 Hali
B	Anerji, [J]	2 2 Hali
L	İş, [J]	0 Son Hal
T	Mutlak Sıcaklık, [K]	çev. Çevre Hali
H	Entalpi, [J]	A Sıcak Akışkan
S	Entropi, [J/K]	B Soğuk Akışkan
c <sub>p</sub>	Sabit Basıncıdaki Spesifik ısı, [kJ/kgK]	v Kayıp
m	Kütleli Debi, [kg/s]	p Üretim
A	Isı Alışveriş Yüzeyi, [m <sup>2</sup> ]	Ç Çıkış Hali
k	Isı Transfer Sayısı, [W/m <sup>2</sup> K]	G Giriş Hali
K	Yıllık Kapital Masrafları, [\$/yıl]	i Parametre Sayısı
N	Yıllık Ekserji Kaybı Masrafları, [\$/yıl]	j Parametre Türü
M	Masrafların Yıllık Toplamı, [\$/yıl]	E Elektrik Enerjisi
β	Masraf Hesaplama Parametresi, [\$/yıl]	m Ortalama
α	İşletme Parametresi, [-]	opt. Optimum
z	Birim Fiyatı, [\$/Birim Nesne]	
a	Yıllık Borç Faizi, %	
n	İşletme Saati Sayısı, [h/yıl]	

## KAYNAKLAR

- [1] BOSNJAKOVIC, F., "Kampf den Nichtumkehrbarkeiten", Arch. Waermewirtsch. 19, S. 1-2, 1938.
- [2] RANT, Z., "Forsch. Ingenieurwes.", 22, S.36-37, 1956.
- [3] CAN, A., "Çift Fazlı Isı Değiştirgeçlerindeki Ekserji Kayıpları ve Değerlendirilmesi" İki Fazlı Isı Eşanjörlerinin Tasarımı Semineri Bildiriler Kitabı, S.94-107, 1-4 Haziran 1999, Ege Üniversitesi – Bilim ve Araştırma Merkezi, Bornova/ İZMİR, 1999.
- [4] TRIBUS, M., EL-SAYED, Y.M., "A specific strategy for the improvement of process economics trough thermoeconomic analysis", 2. World Congress of chemical Engineering, Montreal, 1981.
- [5] SZARGUT, I. "Brennst.-Waerme-Kraft", Heft 23, S. 516/519, 1971.
- [6] BELTING, Th., "Brennst.-Waerme-Kraft", Heft 36, S. 457/467, 1984.
- [7] TSATSARONIS, G., "Habilitationsschrift", RWTH Aachen, 1985.
- [8] HAHNE, E., "Technische Thermodynamik" 2. überarbeitete Auflage, ISBN 3-89319-663-3, Addison-Wesley GMBH, Bonn, 1993.
- [9] VDI – Waerme Atlas, VDI – Verlag, Düsseldorf, 1977.
- [10] KNOCHE, K.F., HESELMANN, K., " Exergoökonomische Bewertung einer Luftzerlegungs-Anlage", Chem.-Ing. Tech. 57, Nr.7, S.602-609, ISSN 0009-286X, VCH Verlagsgesellschaft mbH.,D-6940 Weiheim,1985.
- [11] Corripio, A., Chrien, K., Evans, L. "Chem. Eng." (N.Y.), S.125/127, ( Jan.25)-1982.

## ÖZGEÇMİŞ

1953 yılı Tekirdağ doğumludur. 1974 yılında, Yıldız Devlet Mühendislik Mimarlık Akademisi' ni "Makine Mühendisi" olarak bitirmiştir. Türkiye Cumhuriyeti 1416 sayılı kanuna göre burslu olarak, Almanya Berlin Teknik Üniversitesi' inden, 1981 Yılında "Diplom Ingenieur" ve 1984 yılında "Doktor Ingenieur" ünvanını almıştır. 1985-1989 yılları arasında Yardımcı Doçent, 1989' da Doçent ve 1997 yılında Profesör ünvanını almıştır. Öğretim üyesi olarak, bu güne kadarki çalışma hayatının tamamını, Trakya Üniversitesi' nde geçirmiştir. Bölüm Başkanlığı, Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür Yardımcılığı ve Dekan Yardımcılığı gibi idari görevler yapmıştır. 1997 yılında, "11. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi" Düzenleme Kurulu Başkanlığı yapmıştır. Çalışmaları, "Gazlarda Kütleli Debinin Direkt Ölçülmesi, Termodinamiğin İkinci Yasası ve Uygulamaları alanlarında yoğunlaşmıştır.