

# İÇERİSİNDE DELİNİMİŞ KARE İĞNE KANATÇIKLAR BULUNAN KARE KANALDA İKİ OPTİMİZASYON TEKNIĞİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bayram ŞAHİN  
Eyüphan MANAY

## ÖZET

Bu çalışmada, içersinde delinmiş kare kesitli iğne kanatçıklar bulunan dikdörtgen bir kanala termodinamik optimizasyon uygulanmıştır. Boyutsuz entropi üretim miktarını belirlemek için Reynolds sayısı ( $Re=13.500, 27500$  ve  $42.000$ ), akış yönünde iğne kanatçık boşluk oranı ( $S_y/D=1.208, 1.944$  ve  $3.4$ ) ve düşey boşluk oranı ( $C/H=0, 0.33$  ve  $1$ ) dikkate alınmıştır. Minimum entropi üretimi yaklaşımıyla elde edilen sonuçlar bir diğer optimizasyon tekniği ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu yolla, aynı şartlar altında iki optimizasyon tekniğinin karşılaştırması yapılmıştır. İki farklı optimizasyon tekniğinin birlikte kullanımı optimizasyon açısından daha güvenilir sonuçların elde edilmesine yol açmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Termodinamik optimizasyon, Taguchi Metodu, entropi üretimi, delinmiş iğne kanatçıklar.

## ABSTRACT

In this study, thermodynamic optimization in a rectangular channel equipped with perforated pin-fins having square cross section has been carried out. Reynolds number ( $Re=13.500, 27500$  ve  $42.000$ ), pin-fin spacing ratio in streamwise direction ( $S_y/D=1.208, 1.944$  ve  $3.4$ ) and clearance ratio ( $C/H=0, 0.33$  ve  $1$ ) have been taken into consideration to obtain non-dimensional entropy generation rate. The results obtained via minimum entropy generation approach have been compared with the results of an other optimization technique, Taguchi method. By this way, the comparison of the results of two separate optimization technique have been made under the same conditions. The combined use of two different techniques has led to get more reliable results with respect to optimization process.

**Key Words:** Thermodynamic optimization, Taguchi method, entropy generation, perforated pin-fins.

## 1. GİRİŞ

Yüzeylerin genişletilmesi yoluyla ısı transferinin artırılması yaygın olarak kullanılan yöntemlerin başında gelir. Temeli ısı transferi yüzeyinin artırılması olan bu yöntemlerde kanatlar ve kanatçıklar kullanılmaktadır. Çalışmalarda geometrik düzenleme genellikle kanatlar ve kanatçıklarda yapılmaktadır. Kanatların geometrileri değiştirilerek (kare, silindir, dikdörtgen, üçgen v.s.), kanatlar üzerine ya da ısının transfer edileceği yüzey üzerine kanatçıklar ekleyerek veya üzerlerinde delikler açılarak yapılan geometrik modifikasyonun ısı transferi üzerine etkileri araştırılmaktadır. Genişletilmiş yüzeylerden ısı transferi üzerine yapılmış birçok çalışma mevcuttur. Literatürdeki son modifikasyonlara gelinceye

kadar kanat geometrisi değiştirme işlemi önce düz kanatlardan başlamış ve daha sonra farklı varyasyonlarla genişletilmiş yüzeylerden ısı transferi çalışmalarına ulaşmıştır.

Kanatçıklar tabanın ısı yayma yüzeyini artırmak için kullanılırlar ve kullanılmalarıyla birlikte ısı transferi ve beraberinde basınç düşüşünde artış meydana getirirler. Bir iğne kanatçık üzerinden onu çevreleyen ortama transfer edilen ısı miktarı başlıca tabandaki ve kanatçıklar üzerindeki sıcaklık dağılımına, iğne kanatçık geometrisine ve kullanılan malzemenin termal iletkenliğine, akışkanın debisine bağlıdır [1]. İğne kanat geometrisinin değiştirilmesinin yanı sıra aynı geometri kantların bir dizi halinde kullanımıyla da ısı transferi yüzey alanı artırılmaktadır. Farklı yerleşim düzenlerinde (ardışık ve çapraz) bir dizi silindirik iğne kanatçığa ait ısı transferi ve akış karakteristikleri Bilen ve arkadaşları [2] tarafından incelenmiş ve artan ısı transfer yüzey alanı ve türbülansın dolayısı kanatçık kullanımının ısı transferini artırdığı ve basınç düşümünde artışa yol açtığı görülmüştür. Kanat dizisinden ısı transferi çalışmalarında sık kullanılan geometrilerden biri de baklava kesitli kanatlardır. Isı transferi geometrik parametrelerle büyük oranda değişmektedir. Kanatsız ve baklava kesitli iğne kanatçıklı yüzeyler termal performans açısından kıyaslandıklarında kanatçıklı yüzeyden transfer edilen ısı transferi miktarı kanatçiksiz duruma göre çok büyüktür [3, 4].

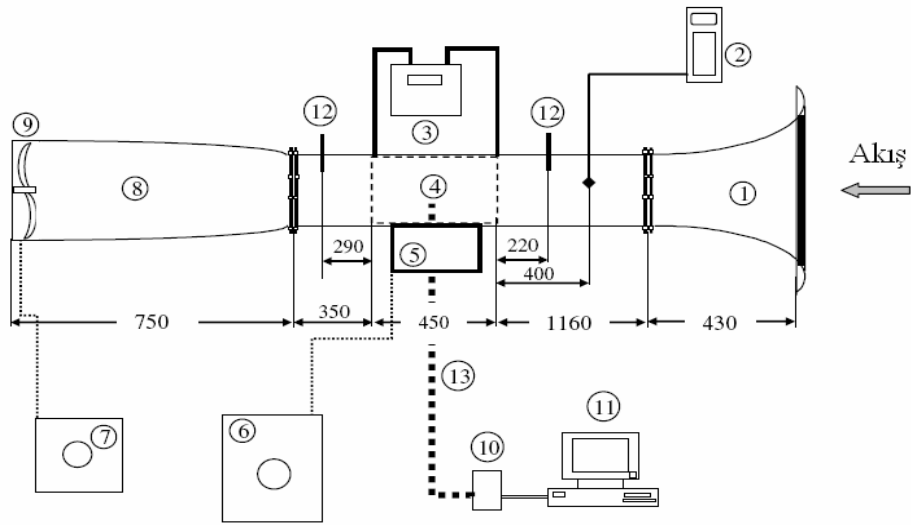
Kanat ya da kanatçık kullanımıyla genişletilmiş yüzeylerden ısı transferi çalışmaları yüzey üzerine eklenen kanatların delinmesi ile bu alandaki araştırmalara yeni bir boyut kazandırmıştır. Kanatçıklar üzerinde açılan delikler ısı transferini artırmakta ve deliklerin artışıyla (delik çapı ve sayısı) ısı transferi daha da artmaktadır [5, 6, 7]. Aynı sayıdaki kanat üzerinden transfer edilen ısı açısından delik çapı artırılması delik sayısının artırılmasından daha etkilidir. Benzer şekilde açılı olarak açılan delikler düz açılan deliklerden daha yüksek ısı transferi sağlamaktadır [5]. Isı transferi delinmiş kanat yüksekliğinin ve kanatçıklar arası mesafenin azalmasıyla artmaktadır. Bu iki parametrenin artması ısı transferindeki davranışa paralel olarak sürtünme katsayısının da artmasına neden olmaktadır [6, 7].

Kanal içerisinde akışkan akışına maruz kalan kanatların performans analizlerinde en etkili parametrelerin düşey boşluk oranı (C/H) ve akış yönünde kanatlar arası boşluk oranının (S/D) olduğu görülmüştür [8]. Kanatların ısı transferi karakteristikleri ve termal performanslarının incelenmesinin yanı sıra ısı transferine etki eden bu ve diğer parametrelerin limitlerinin bilinmesi ve öncelik ve hedefler dahilinde hangi durumda en yüksek ısı transferinin sağlanacağını bilmesi gerekir. Bu gereksinim ısı transferini etkileyen parametrelerin optimize edilmesi ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Birçok araştırma ve endüstri alanında, Taguchi metodu sistem performansı üzerinde etkili bütün parametreleri göz önünde bulundurduğundan ve gerekenden daha az sayıda deney kullanarak harcanan zamanı azalttığından sıklıkla kullanılmaktadır [9, 10]. Taguchi metodu termal sistemlerin optimizasyonunda ve sistemin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir [11, 12]. Şahin ve Demir [6, 7] içerisinde delinmiş kare kesitli bir dizi iğne kanat bulunan ısı değiştiricisinin performans analizini ve optimum çalışma koşullarını Taguchi yöntemini kullanarak belirlemişler ve ısı transferi üzerindeki en etkili parametrelerin Reynolds sayısı, kanatçık boşluk oranı ve yüksekliği olduğunu belirtmişlerdir. Optimizasyon için kullanılacak hedef fonksiyonları sürtünme katsayısının minimum ve Nusselt sayısının maksimum olma durumları için belirlenmiştir.

Taguchi metodunun dışında yine termal sistemlerin optimizasyonunda kullanılan ve temeli entropi üretiminin minimizasyonu ile ilgili olan termodinamik optimizasyon vardır. Termal bir sistemdeki ekserji kaybı başlıca sistem içerisinde entropi üretimine neden olan tersinmezliklerle ilişkilidir. Termal sistemlerde tersinmezliklere ve dolayısıyla ekserji kaybına neden olan iki ana unsurdan birincisi sürtünme diğeri de ısı transferidir. Ekserji kaybı ve entropi üretim miktarı arasında direkt bir ilişki vardır ve sistem içerisindeki entropi üretimi minimize edilirse sistemin ekserji kaybı azalacak, dolayısıyla verimliliği artacaktır. Satapathy [13] içerisinde yay yerleştirilmiş bir boruda hem laminar akış hem de türbülanslı akış için entropi üretimi minimizasyonunu kullanarak termodinamik optimizasyon gerçekleştirmiştir. Yay çapının boru çapına oranının optimum değerini bütün durumlar için belirlemiştir. Sunulan bu çalışmada içerisinde delinmiş kare kesitli iğne kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen bir boruda sistem performansını (ısı transferi ve sürtünme katsayısı) etkileyen parametrelerin optimum değerleri hem Taguchi metodu kullanılarak hem de termodinamik optimizasyon (entropi üretimi minimizasyonu) kullanılarak belirlenmiştir. Her iki optimizasyon yöntemi ile elde edilen veriler birbirleriyle karşılaştırılarak parametrelerin daha sağlıklı ve etkin bir biçimde optimize edilmeleri sağlanmıştır.

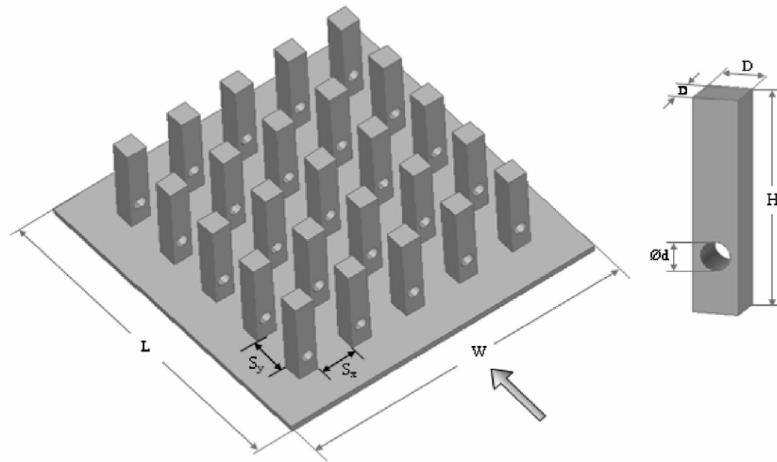
## 2. DENEY DÜZENEGİ

Detayları Şekil 1’de gösterilen deney düzeneği başlıca ana kanal, test bölgesi ve kanatlardan oluşmaktadır. Kanal 20 mm kalınlığındaki ahşaptan imal edilmiş olup iç genişliği 250 mm ve yüksekliği 100 mm dir. Kanalın toplam uzunluğu 3140 mm olup giriş bölgesinin uzunluğu 1160 mm, test bölgesi 450 mm ve 350 mm çıkış bölgesinin uzunluğudur. Çevre havasına iletimle olan ısı kayıplarını iyi bir yalıtımla engellemek için test bölgesinin dışı cam yünü ile kaplanmıştır. Termal iletkenlik ve kolay üretilebilirlik ve maliyet açısından kanatçıklar ile alt taban aynı malzemeden imal edilmiştir. Kanatçıklar 15 mm x 15 mm lik kesti alana sahiptir ve Şekil 2a’da gösterildiği gibi levha üzerine monte edilmiştir. Kanatçıklar açıklık oranının  $C/H=0, 0.333$  ve 1 olmasını sağlayacak yükseklikte üretilmiş olup merkezi tabandan 17 mm yükseklikte olacak şekilde 8 mm çapında delik açılmıştır. İğne kanatçıkların akış yönündeki boşluk oranı ( $S_y/D=1.208, 1.944$  ve  $3.417$ ) farklı kanat sayısı verecek şekilde düzenlenmiştir. Kanalın test bölgesindeki hidrolik çapı ve ortalama akış hızı ( $U$ ) ile hesaplanan Reynolds sayısı, 13.500, 27.500 ve 42.000 olarak alınmıştır.



(1) Efüzör, (2) termometre/anemometre, (3) diferansiyel basınç transdüzeri, (4) test bölgesi, (5) ısıtıcı ünitesi, (6) triyak, (7) varyak, (8) difüzör, (9) fan, (10) çoğullayıcı kart, (11) bilgisayar, (12) giriş ve çıkış termokuplları.

Şekil 1. Deney Düzeneginin Şematik Görünümü.



Şekil 2. Isı Değiştiricisi ve Tek Kanata Ait Perspektif Görünüşü.

Isıtma ünitesi başlıca, elektrik ısıtıcısından, ateş tuğlası ve termal yalıtımdan oluşmaktadır. Elektrik ısıtıcısının güç çıktısı 38 Volt gerilimde 5.2 Amper akım ile 200 Watt'tır. Test levhası boyunca üniform bir ısı akışı dağılımı elde edebilmek için elektrik güç girdisi bir varyak ile kontrol edilmektedir. Alt levha, 250 mm uzunluğunda ve 250 mm genişliğinde Alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Levha yüzey sıcaklıkları dokuz farklı noktaya yerleştirilen termokupullar ile ölçülmüş, dış ortam hava sıcaklığı dış hava için ayrılan bir termokupl ile ve ısıtma bölgesinin dış yüzey sıcaklığı ise dış yüzey yerleştirilen bir termokupl ile okunmuştur. Akışkanın ortalama giriş hızı TESTO marka anemometre ile ölçülmüştür. Termal dengeye ulaşıldığında datalar kaydedilmeye başlanmıştır. Test bölgesi boyunca basınç kaybı kanalın hem alt hem de üst bölgesine yerleştirilen dört adet basınç tabı ile ölçülmüştür.

### 3. DATA HAZIRLAMA

#### 3.1. Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı

İçerisine delinmiş kare kesitli iğne kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kanalda taşınım ile ısı geçişi Denklem 1 ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = h_{ort} A_s \left[ T_s - \left( \frac{T_\zeta - T_g}{2} \right) \right] \quad (1)$$

Burada,  $T_s$  yüzey sıcaklığını,  $T_g$  ve  $T_\zeta$  sırasıyla giren ve çıkan akışkanın sıcaklıklarını göstermektedir.  $A_s$  ısı transfer yüzey alanını,  $h_{ort}$  ortalama ısı taşıma katsayısını ifade etmektedir. Denklem 1'den ısı taşıma katsayısı çekilirse,

$$h_{ort} = \frac{\dot{Q}}{A_s \left[ T_s - \left( \frac{T_\zeta - T_g}{2} \right) \right]} \quad (2)$$

elde edilir. Toplam yüzey alanının alt tabanın alanı+kanatların yüzey alanı+deliklerin yüzey alanı olduğu düşünülürse,  $A_s$  Denklem 3 ile hesaplanır. Denklem 3'te  $W$  kanal genişliğini,  $L$  alt levhanın uzunluğunu,  $N$  kanat sayısını,  $H$  kanat yüksekliğini,  $D$  kare kanadın bir kenar uzunluğunu,  $d$  ise delik çapını belirtmektedir.

$$A_s = WL + 4NHD + \pi N(dD - 0.5d^2) \quad (3)$$

Boyutsuz grup aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$Nu = \frac{h_{ort} D_h}{k} \quad (4)$$

Burada  $k$ , akışkanın ısı iletim katsayısıdır. Hidrolik çap ve uniform akış hızına bağlı olarak Reynolds sayısı Denklem 5'ten hesaplanır.  $\nu$  akışkanın kinematik viskozitesini belirtmektedir. Denklem 6 ile de sürtünme katsayısı belirlenir.

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2 \frac{L}{D}} \quad (6)$$

### 3.2. Optimizasyon İçin Deney Planı

Bu çalışmada sistem performansını etkileyen parametrelerle uygunluk açısından ortogonal dizi deney tasarım metodu seçilmiştir. Çalışmada üç parametre (Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve akış yönünde kanatlar arası mesafe) ve her bir parametrenin üç seviyesi mevcuttur (Tablo 1). Bu sayıdaki parametre ve seviye için (3x3)  $L_9$  ortogonal dizisi seçilmiştir. Gürültü kaynaklarının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini gözlemleyebilmek için her bir deney farklı zamanlarda iki kez yapılmıştır [6]. Çalışmada hedef fonksiyonlar ısı transferi ve sürtünme katsayısı olarak belirlenmiştir. Hedef fonksiyonlardan Nusselt sayısının maksimum olması ve sürtünme katsayısının minimum olması istenmiştir. Taguchi'ye göre, belirlenen bu hedefler “en büyük en iyi” ve “en küçük en iyi” durumları ile ifade edilmektedir. Bu durumlar Denklem 6 ve 7 ile değerlendirilir [6]:

$$Z_L = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (7)$$

$$Z_S = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (8)$$

Burada, Z performans istatistiğini, n denemelerin tekrar sayısını ve y de i. deneyin performans değerini göstermektedir. Optimum çalışma şartlarına ya da sistem performansını etkileyen parametrelerin optimum değerlerini sağlayan şartlar deney planı içinde her zaman yer almayabilir. Bu durumda optimum şartlar Denklem 9 ile verilen ortogonal dizinin dengelenmiş karakteristiği kullanılarak tahmin edilebilir ve bu denklem yardımıyla nokta tahmini yapılarak doğrulama deneyleri ile elde edilen sonuçların Denklem 10 ile hesaplanan seçilmiş bir hata seviyesinde güven aralığında olup olmadıkları ve dolayısıyla elde edilen sonuçların anlamlı olup olmadıkları değerlendirilebilir [6]:

$$y_i = \mu + X_i + e_i \quad (9)$$

$$y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1,DF_{MSe}} MSe \left( \frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (10)$$

Denklem 9'da X i. deneyde kullanılan parametre seviye kombinasyonunun etkisini,  $\mu$  toplam ortalama performans değerini, ve e de i. deneydeki hatadır. Denklem 10'daki F, F tablosundaki değeri,  $\alpha$  hata seviyesini,  $DF_{MSe}$  ortalama karesel hatanın serbestlik derecesini, m  $y_i$  nin tahmininde kullanılan serbestlik derecesini, N toplam deney sayısını ve  $n_r$  de doğrulama deneylerindeki tekrarların sayısını göstermektedir. Optimum şartları sağlayan deneyler seçilen deney planında mevcut ise tahminde bulunmadan ve güven aralığı tahmini yapmadan önce Denklem 11 ile verilen omega dönüşümü yapılır.

$$\Omega(db) = 10 \log(p/(1-p)) \quad (11)$$

Deneylerin sırası ortogonal dizi deney tasarım metodu ile belirlenen  $L_9$  ortogonal dizisinin sütunlarına parametreleri yerleştirilerek elde edilmiştir. Tablo 2'de ortogonal dizi deney tasarım metodu ile belirlenen  $L_9$  ortogonal dizisine ait deney planı gösterilmektedir.

**Tablo 1.** Bu Çalışmadaki Deneysel Şartlar

Parametre	Değerler		
Akış yönünde iğne kanat boşluk oranı, $S_y/D$	1.208	1.944	3.4
Açıklık oranı, $C/H$	0	0.333	1
Reynolds sayısı	13500	27500	42000

**Tablo 2.**  $L_9(3^3)$  Deney Planı.

Deney No	Parametreler ve seviyeleri			
	A	B	C	Hata
	$Re$	$H$	$S_y$	
E1	1	1	1	1
E2	1	2	2	2
E3	1	3	3	3
E4	2	1	2	3
E5	2	2	3	1
E6	2	3	1	2
E7	3	1	3	2
E8	3	2	1	3
E9	3	3	2	1

### 3.3. Entropi Üretimi Minimizasyonu

İçerisinden  $\dot{m}$  kütleli debisi ile A kesitinden geçen bir akışta tabandan akışkana ısı transferi edilmesi durumunda ortalama ısı transferi ve sürtünmeye bağlı entropi üretimi Denklem 12 ile hesaplanır [13]:

$$\dot{S}^i_{\text{üretim}} = \frac{q'^2}{4T_b^2 \dot{m} C_p} \frac{D_h}{St} + \frac{2\dot{m}}{\rho^2 T} \frac{f}{D_h A^2} \quad (13)$$

Burada  $\rho$  ve  $C_p$  akışkanın  $T_b$  ortalama sıcaklığına göre elde edilen termodinamik özellikleridir. Denklem 14 ile,

$$St = \frac{Nu}{Re Pr}, \quad q' = q'' L, \quad T_b = (T_g + T_c)/2, \quad \dot{m} = \rho UA \quad (14)$$

tanımlanır. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için Şahin ve Demir [6] tarafından verilen korelasyonlar kullanılır.

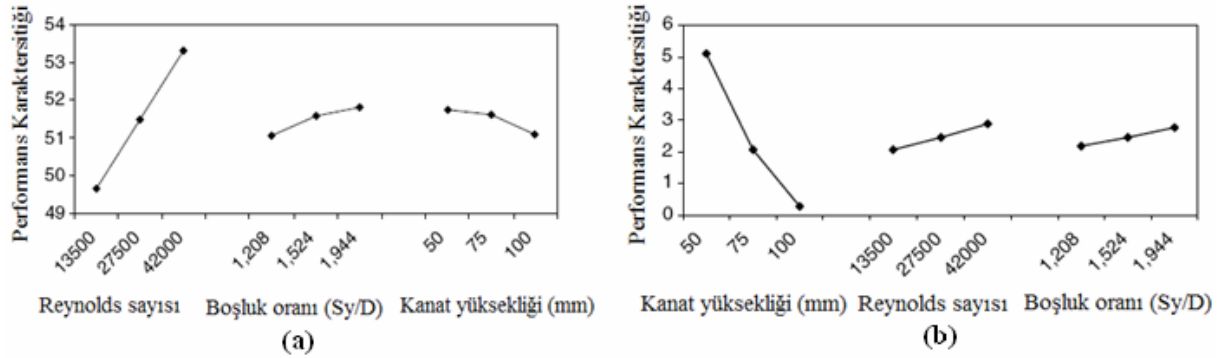
$$Nu = 45.99 Re^{0.396} (1 + C/H)^{-0.608} (S_y/D)^{-0.522} Pr^{(1/3)} \quad (15)$$

$$f = 2.4 Re^{-0.0836} (1 + C/H)^{-0.805} (S_y/D)^{-0.0814} \quad (16)$$

## SONUÇ

İçerisine delinmiş kare kanatlar yerleştirilen dikdörtgen kanaldaki ısı transferi ve sürtünme katsayısı hedef fonksiyonlar olarak alındığında da sistem performansı üzerinde etkili parametrelerin her bir seviyesi için performans değerleri Şekil 3a ve 3b'de sunulmuştur. Şekil 3a' incelenecek olursa,

Reynolds sayısının artışıyla Nusselt sayısı artmakta ve maksimum değerini  $Re=42000$ 'de almaktadır. Benzer davranış Nusselt sayısının boşluk oranıyla değişimi için de geçerlidir, ve Nusselt sayısı maksimum değerini boşluk oranının en büyük değerinde ( $S_y/D=1.944$ ). Kanat yüksekliği, diğer iki parametrenin değişimlerinin aksine arttıkça Nusselt sayısı azalmakta ve Nusselt sayısı en büyük değerini en küçük kanat boyunda ( $H=50$  mm) almaktadır. Bu çalışmada Nusselt sayısı hedef fonksiyonunun maksimum yapılması istendiği için ısı transferi açısından parametrelerin optimum değeri  $Re=42000$ ,  $S_y/D=3.4$  ve  $H=50$  mm olarak belirlenmiştir. Parametrelerin seviyelerinin sürtünme katsayısı üzerine etkileri Şekil 3b'de görülmektedir. Sürtünme katsayısının Reynolds sayısı açısından minimum olduğu değer  $Re=42000$ 'de, kanat yüksekliğinin optimum olduğu değer  $H=50$  mm ve boşluk oranının optimum değeri ise  $S_y/D=3.4$  olarak belirlenir.



Şekil 3. Seçilen Parametrelerin; (a) Nusselt sayısı üzerine etkisi, (b) sürtünme katsayısı üzerine etkisi.

Şekil 4a ve 4b'de parametrelerin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine katkı oranları verilmiştir. Şekil 4a incelendiği de, ısı transferi açısından en etkili parametrenin Reynolds sayısı, ikinci en etkili parametrenin boşluk oranı ve en az etkisi olan parametrenin ise kanat yüksekliği olduğu görülmektedir. Benzer yaklaşımla Şekil 4b incelenecek olursa, en etkili parametrenin kanat yüksekliği, ikinci en etkili parametrenin Reynolds sayısı ve en az etkisi olan parametrenin ise boşluk oranı olduğu görülmektedir. Parametrelerin optimum seviyeleri Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı hedef fonksiyonlarına göre ayrı ayrı değerlendirilmeleri neticesinde optimum değerler elde edilmektedir. Ancak, her iki hedef fonksiyonun birlikte değerlendirilmesi ve genel optimum koşulların elde edilmesi gerekir. Parametrelerin önem seviyeleri dikkate alınarak genel optimizasyon için Şekil 3, 4 ve Tablo 3 birlikte değerlendirilirse, optimum şartın  $Re=42000$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olduğu anlaşılmaktadır. Ayrı ayrı elde edilen optimum şartlar için yapılan tahminin doğrulama deneyleri ile elde edilen değerlere çok yakın olduğu ve tahmin ile elde edilen değerlerin güven aralığı içerisinde olduğuna dikkat edilmelidir. Aynı sonuç genel optimum şart için de geçerlidir.

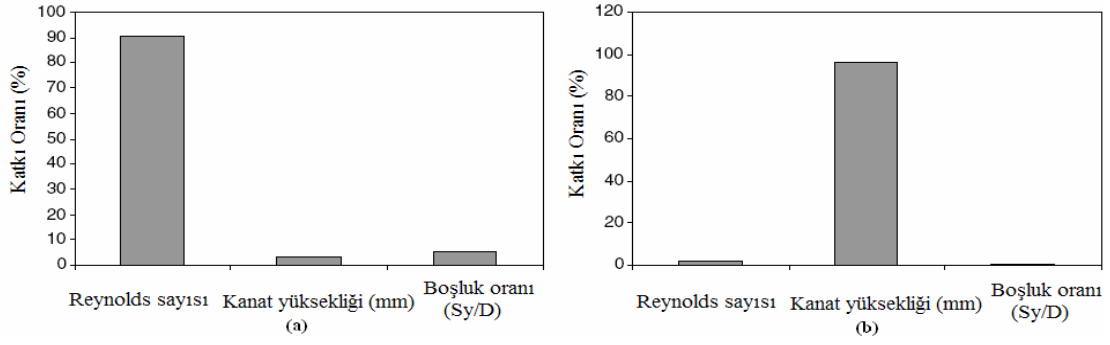
Tablo 3. Test Edilen Modellerin Optimum Değerleri ve Performansları

		A	B	C	Nusselt sayısı			Sürtünme katsayısı		
		$Re$	$H$	$S_y$	Tahmin	Güven aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven aralığı	Gerçek
Nusselt sayısı	Optimum Seviye	3 <sup>a</sup>	1 <sup>c</sup>	3 <sup>b</sup>	496.5	483.63–509.37	500.12	0.5042	0.4931–0.5153	0.496
	Optimum Değer	42,000	50	3.40						
Sürtünme katsayısı	Optimum Seviye	3 <sup>b</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>c</sup>	481.32	468.46–494.21	487.25	0.5236	0.5125–0.5347	0.525
	Optimum Değer	42,000	50	3.40						
Genel	Optimum Seviye	3	1	3	496.5	483.63–509.37	500.12	0.5042	0.4931–0.5153	0.496
	Optimum Değer	42,000	50	3.40						

<sup>a</sup> En etkili parametre

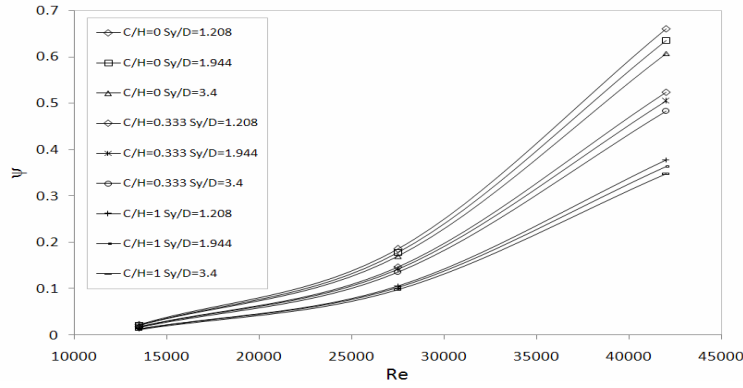
<sup>b</sup> İkinci etkili parametre

<sup>c</sup> Üçüncü etkili parametre



**Şekil 4.** Seçilen Parametrelerin Katkı Oranları; (a) Nusselt sayısına, (b) sürtünme katsayısına.

Entropi üretimi minimizasyonu ile içerisine delinmiş kare kanatlar yerleştirilmiş dikdörtgen kanal için elde edilen boyutsuz entropi üretim miktarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5'de her bir durum için ayrı ayrı sunulmuştur. Öncelikle, gruplar tek başlarına değerlendirildiklerinde de  $C/H=0$ ,  $0.333$  ve  $1$  için en düşük entropi üretiminin  $S_y/D=3.4$ 'de olduğu görülmektedir. Reynolds sayısı açısından en düşük entropi üretimi  $Re=13500$  için elde edilmektedir. Entropi üretimi minimizasyonu yöntemi ile yapılan optimizasyon neticesinde belirlenen optimum şartlar;  $Re=13500$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$ . Bu sonuçlar Taguchi yöntemi ile elde edilen optimum şartlar ile karşılaştırıldığında da, kanat yüksekliği ve boşluk oranı için aynı Reynolds sayısı bakımından farklılık göstermektedir. Bu farklılığın temel sebebi, Taguchi yönteminde sadece hedef fonksiyonların şartları sağlama durumuna, yani Nusselt sayısının maksimum ve sürtünme sayısının minimum olmasına bakılmaktadır. Oysa, termodinamik optimizasyonda ısı transferi ve basınç düşümü nedeniyle sağlanan ve bu iki parametrelerin ayrı ayrı değil birlikte neden oldukları entropi üretimine bakılmaktadır. Reynolds sayısının optimum değeri arasındaki farklılık değerlendirilirken, karar aşamasında düşük Reynolds sayısının daha az pompalama gücü gerektireceği düşüncesi ile iki optimizasyon tekniği birlikte değerlendirildiğinde de, optimum şartın  $Re=13500$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olduğu kolayca belirlenebilir.



**Şekil 5.** Boyutsuz Entropi Üretim Miktarının Reynolds Sayısı ile Değişimi.

## TARTIŞMA

Sunulan bu çalışmada içerisine delinmiş kare kanatlar yerleştirilen dikdörtgen kanalda ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerinde etkili parametrelerin optimum seviyelerinin belirlenmesi için Taguchi metodu ve termodinamik optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Her iki optimizasyon yöntemi neticesinde elde edilen sonuçlara yönelik bazı çıkarımlar aşağıda sıralanmıştır.

- Taguchi yöntemi ile maksimum Nusselt sayısı hedefine göre parametrelerin optimum seviyeleri,  $Re=42000$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olarak belirlenmiştir.
- Minimum sürtünme katsayısı hedefine göre elde edilen optimum değerler,  $Re=42000$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olarak belirlenmiştir.



- Hedef fonksiyonların birlikte değerlendirilmeleri durumunda Taguchi yöntemine göre parametrelerin optimum seviyeleri,  $Re=42000$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olarak belirlenmiştir.
- Termodinamik optimizasyon (entropi üretimi minimizasyonu) ile parametrelerin elde edilen optimum değerleri,  $Re=13500$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olarak belirlenmiştir.
- İki optimizasyon tekniğinin birlikte değerlendirilmeleri durumunda parametrelere ait optimum değerlerin  $Re=13500$ ,  $H=50$  mm ve  $S_y/D=3.4$  olduğu saptanmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] Tahat, M., Kodah, Z. H., Jarrah, B. A. and Probert, S. D., "Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection", *Applied Energy*, 67 (2000), 419±442.
- [2] Bilen, K., Akyol, U. and Yapici, S., "Heat Transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface", *Energy Conversion Management*, 42 (2001), 1071-1083.
- [3] Tanda, G., "Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (2001), 3529-3541.
- [4] Jeng, T. M., "Thermal performance of in-line diamond-shaped pin fins in a rectangular duct", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (2006), 1139–1146.
- [5] O.N. Sara, T. Pekdemir, S. Yapici, M. Yılmaz, "Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks", *Int. J. Heat Fluid Fl.*, 22 (2001), 509–518.
- [6] Sahin, B. and Demir, A., "Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins", *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 621–632.
- [7] Sahin, B. and Demir, A., "Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins", *Energy Conversion Management*, 49 (2008), 1684-1695.
- [8] O.N. Sara, Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins, *Energy Convers. Manage.* 44 (11) (2003) 1787– 1803.
- [9] Ross P.J., Taguchi techniques for quality engineering, New York, McGraw, 1987.
- [10] Taguchi G., Taguchi techniques for quality engineering, New York, Quality Resources, 1987.
- [11] Bilen K., Yapici S., Celik C., A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks, *En. Conv. and Man.* 42 (2001) 951-961.
- [12] Yakut K., Sahin B., Celik C., Alemdaroglu N., Kurnuc A., Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics, *App. En.* 80 (2005) 77–95.
- [13] Satapathy, A. K., "Thermodynamic optimization of a coiled tube heat exchanger under constant wall heat flux condition", *Energy*, 34 (2009), 1122–1126.

## ÖZGEÇMİŞ

### Bayram ŞAHİN

1973 yılı Meram/KONYA doğumludur. 1997 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2001 yılında Yüksek Mühendis, 2004 yılında Doktor ünvanını almıştır. 1997–2004 yılları arasında aynı üniversitede Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. Halen Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Isı transferi ve nanoakışkanlar konularında çalışmaktadır.

### Eyüphan MANAY

1985 yılı Erzurum doğumludur. 2007 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Erciyes Üniversitesi'nden 2010 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. Aynı yıl Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora eğitimine başlamıştır. 2007 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamış ve 2009 yılında Bayburt Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne geçmiş ve halen görevine burada devam etmektedir. Isı transferi, akış görüntüleme, mikrokanaallar ve nanoakışkanlar konularında çalışmaktadır.