

Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcıların çarpan jetle ısı transferi ve akış karakteristikleri analizi

Kenan YAKUT¹, Abdüssamed KABAKUŞ², *Faruk YEŞİLDAL³, Altuğ KARABEY⁴

¹Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü,

²Artvin Çoruh Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sis. Müh. Bölümü,

³Ağrı İbrahim Çeçen Üniversitesi, Patnos S.A.Müh.ve Doğa Bil. Fak., Makine Müh. Bölümü

⁴Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Erciş MYO, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü

ÖZET

Çarpan hava jetleri soğutmanın ihtiyaç duyulduğu birçok uygulamada kullanılmaktadır. Elektronik elemanların soğutulması, metallerin ısıl işlemleri ve cam temperleme gibi birçok alanda çarpan jetler kullanılmaktadır. Çarpan jetlerde daha az akışkan kullanılarak daha iyi soğutma elde edilmekte ve pompa/fan yükü azalmaktadır. Bu çalışmada kanal akışında Taguchi Deney Optimizasyonu Yöntemi ile optimize edilmiş daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için kanal akışında elde edilen ısı ve akış karakteristikleri ile çarpan jetle elde edilen karakteristikler karşılaştırılmıştır. Sonuçlar; Nu-Re, $Cp_{x,y}-1/(l_0/2)$ ve sabit pompa gücünde iyileştirme verimi için η -Re şeklinde sunulmuştur.

Anahtar

Kelimeler:

Çarpan jet,
Isı transferinin
iyileştirilmesi,
Termal kamera,

Jet impingement heat transfer and flow characteristics analysis od heat sinks which optimized in duct flow

ABSTRACT

Impinging air jets are used in many areas where refrigeration is required such as cooling of electronic devices, thermal treatment of metals and glass tempering. In the heat transfer by impinging jets, the less fluid is used and the better cooling is obtained also in addition to these pump/fan load decreases. In this study, heat and flow characteristics which are obtained in channel flow have been compared with the jet impingement for heat sinks having rectangle and hexagon finned which are took place on the narrowing-extending geometry. The results are presented in Nu-Re, $Cp_{x,y}-1/(l_0/2)$ and η -Re for enhancement efficiency in constant power pump.

Key Words:

Impinging jet,
Heat transfer
enhancement,
Thermal camera.

1. Giriş

Çarpan jet, çeşitli geometrilerdeki lüleden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu elde edilmektedir. Çarpan jetlerde çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır, buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar. Böylece, jetin çarptığı yüzeyde etkin ısı geçişi sağlanır.

Çarpan jetin kullanımındaki temel amaç, en az miktarda akışkan kullanılarak yüksek oranda ısı transferi elde etmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı geçişi nedeniyle soğutmaya ihtiyaç duyulan birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Son yıllarda yüksek ısı üreten mikro işlemciler ve elektronik cihazlardaki gelişmeler sonucu bu elemanların soğutulmasında çarpan jetler kullanılmaktadır.

Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özelliklerinin; jet çıkış geometrisine, jet çıkışındaki hız profiline, jet ile plaka arasındaki mesafeye, jet içerisindeki türbülansa, çarpma plakası geometrisine ve jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak değiştiği bilinmektedir.

Literatürde çarpan jetlerle ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Çarpan jetlerle ilgili yapılan çalışmalarda, çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, Reynolds sayısının değeri, lüle şekli-sayısı vb. birçok parametre araştırmacılar tarafından incelenmiştir.

Li ve arkadaşları (2005), deneysel çalışmalarında çarpan jet etkisindeki ısı alıcının termal performansını kızılötesi termografi ile belirlemişlerdir. Re sayısının, kanatçık genişlik ve yüksekliğinin, nozul kanatçık arasındaki mesafenin ve ısı alıcı tipinin termal dirence etkisini araştırmışlardır. Re sayısı arttıkça ısı alıcının termal direncinin düştüğünü fakat termal direncin Re sayısının daha fazla artmasıyla arttığını belirlemişlerdir. Termal direncin belirli bir Re sayısında kanat boyu artırılarak azaltılabileceğini, fakat etkisi kanat genişliğinden az olacağından kanat genişliği artırılarak daha dikkat çekici sonuçlar elde edileceğini gözlemlemişlerdir. Belirli bir Re sayısında minimum termal direnç ile uygun bir çarpma mesafesi bulunabileceğini ve Re sayısı arttıkça optimum çarpma mesafesinin de artacağını belirtmişlerdir. Kanatçıklı ısı alıcıların hacimleri küçük olmasına rağmen yüzey alanları büyük olduğu için termal performanslarının düzlem plakalı ısı alıcıdan üstün olduğunu belirlemişlerdir.

Hoffman ve arkadaşları (2007), düz plaka üzerine dik yönde çarpan dairesel jetin ısı transferine etkileri üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Sıcaklık dağılımını termal kamera sistemi yardımıyla belirleyerek, plaka-nozul arası mesafe ve Reynolds sayısının ısı transfer katsayısına etkilerini araştırmışlardır. Araştırmanın sonuçlarına göre ısı transfer katsayısı için korelasyonlar geliştirmişler ve serbest jette oluşan akışın yapısını incelemişlerdir.

Gulati ve arkadaşları (2009), pürüzsüz düz bir yüzey üzerine hava jetinin çarptırılmasıyla elde edilen ısı transferini belirlemek ve Reynolds sayısının, jet-plaka arası mesafenin ısı transferi üzerine etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Ortalama Nusselt sayısı değişiminin nozul şekline bağlı olmadığını belirlemişlerdir.

Chaudhari ve arkadaşları (2010), deneysel çalışmalarında yapay jetin ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Bu amaçla çarpan jetle çeşitli aksel mesafelerde ısıtılan yüzeydeki ısı transfer katsayısı dağılımını ölçmüşlerdir. Yapay jetle maksimum ısı transfer katsayısının, doğal taşınım ısı transfer katsayısının 11 katı kadar olduğu tespit edilmiştir. Ortalama Nu sayısının dağılımının sürekli jet için elde edilen dağılımla benzer olduğunu görmüşlerdir.

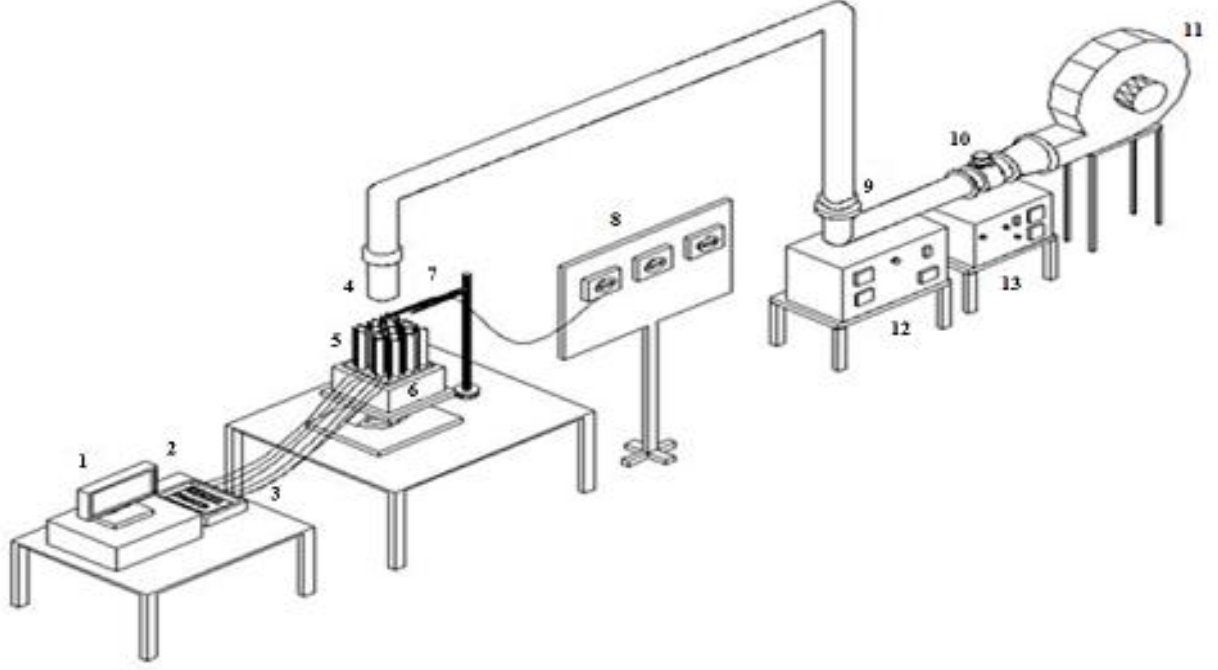
2. Materyal ve metot

Bu çalışmada rüzgar tüneline Taguchi deney optimizasyonu yöntemiyle, $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların çarpan hava jet uygulamasında ısı ve akış karakteristikleri belirlenmiştir. Deneysel çalışmada, dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların üzerine çapı $d_{jet}=50$ mm olan lülenin monte edilebildiği deney düzeneği kullanıldı (Şekil 1). ısı alıcılar alüminyum malzemeden ima edildi. 300mm x 300mm x 8mm ebatlarında olan taban plaka üzerine deney planında belirlenen geometrilere göre açılan deliklere uçlarına ısı iletim bileşiği sürülmüş olan kanatlar yerleştirildi.

Çalışmada, sabit ısı akışı uygulanan ısı alıcıların yüzey sıcaklığını belirlemek için tabana yayılmış 15 adet, ortam sıcaklığını ölçmek için 2 adet, akışkan sıcaklığını ölçmek için 1 adet olmak üzere toplam 18 adet ısı çifti kullanıldı. Test elemanın yüzey sıcaklığı 15 noktadan yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak hesaplandı. Tüm sıcaklık değerleri bilgisayar ortamında kaydedildi. ısı alıcılardaki görüntü destekli sıcaklık dağılımı için termal kamera kullanıldı.

Bu çalışmada ısı alıcı içerisinde yaklaşık periyodik yapıda gerçekleşen akış ortamında dinamik basınç dağılımının belirlenmesinde pitot tüpü-basınç transduceri çifti kullanıldı. Pitot tüpü vasıtasıyla aksel akışın gerçekleştiği “duvar jeti bölgesinde” kanatçıklardan gelen yaklaşık periyodik yapıdaki akışın anlık basınç değeri ölçümleri yapılabilmektedir. Pitot tüpüyle yapılan ölçümlerde akış doğrultusunda meydana gelen küçük sapmaların ve ısıtılan ısı alıcısından kaynaklı sıcaklık değişimlerinin ölçümü etkilememesi pitot tüpü tercihinde etkili olmuştur. Bu yöntemle ısı alıcılar üzerinde x ve y eksenlerinde 3' er cm aralıklarla 6 istasyonda basınç dağılımı belirlenmiştir. Kullanılan optimum ısı alıcı özellikleri Çizelge 1 ve 2'de Deneyler 50 mm lüle çapında, $h/d=1$ oranında, 3 ayrı kanatçık boyunda (100, 150 ve 200 mm) ve 6 ayrı jet hızında (4-9 m/s) yapıldı. Ayrıca görüntü destekli analiz için termal kamera kullanıldı. Deney verilerinden yararlanarak hesaplanan Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişim grafikleri verilerek, hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için korelasyonlar elde edildi. Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarla rüzgar tüneline elde edilen ısı geçişi karakteristikleri çarpan jetle elde edilen karakteristiklerle karşılaştırılmış ve kanatçıklı yüzey ile kanatçıksız yüzey arasındaki ısı geçişi farkı belirlenmiştir. Ayrıca ısı alıcılar üzerindeki basınç dağılımları belirlenmiştir.

Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için yapılan deneyler ve hesaplamaların sonuçları $Nu-Re$, $Q_{birim}-h_k/d_{jet}$, $Re-\eta$, $C_p-1/(1/2)$ grafikleri şeklinde sunulmuştur.

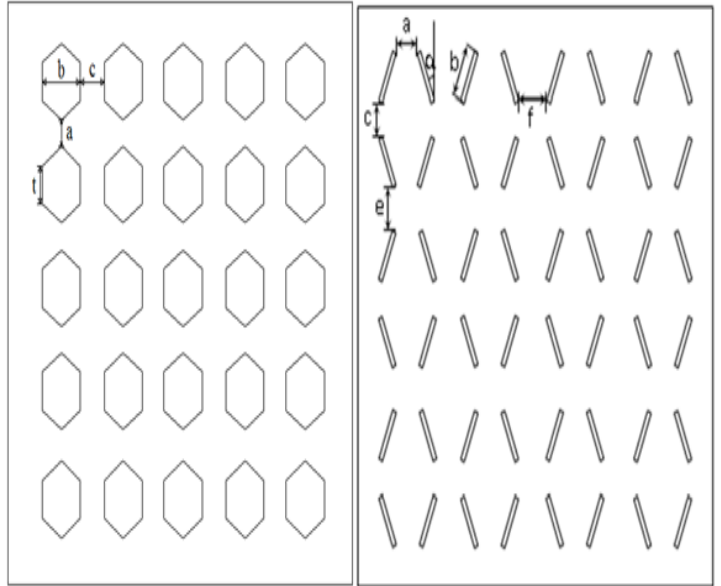


Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

- (1) Bilgisayar, (2) Data ölçüm kartı, (3) Isılıçiftler, (4) Dairesel lüle, (5) Isı alıcısı, (6) Isıtıcı, (7) Hız ölçer, (8) Basınç-hız transmitterleri, (9) Redüksiyonlar, (10) Sürgülü vana, (11) Fan, (12) Ayarlı transformatör (Varyak), (13) Hassas voltaj regülatörü

Çizelge 1: Optimum Dikdörtgen Isı Alıcıların Özellikleri (Şahin, B., 2004)

Parametreler		RFG-1	RFG-2
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	15
B	Kanat açısı, α [derece]	15	15
C	Kanat yüksekliği, hk [mm]	100, 150, 200	
D	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	20	15
E	Kanatlar arası dikey mesafe, c [mm]	10	15
F	Dilimler arası yatay mesafe, e [mm]	20	20
G	Dilimler arası dikey mesafe, f [mm]	20	20
H	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/sn]	4-9	4-9



Şekil 2. RFG-HFG ısı alıcılar

2.1. Denklemler

Kararlı durum için test elemanından geçen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kond} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m} C_p (T_{\xi} - T_g) = V^2 / R = VI \quad (2)$$

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım ile geçen ısı miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort} A (T_{y_{ort}} - T_{jet}) \quad (3)$$

Çizelge 2: Optimum Altıgen Isı Alıcıların Özellikleri (Alemdaroğlu, N., 2005)

Parametreler		HFG-2	HFG-3
A	Kanat genişliği, b [mm]	14	14
B	Kanat yüksekliği, hk [mm]	100, 150, 200	
C	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	20	20
D	Kanatlar arası dikey mesafe, c [mm]	20	10
E	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/sn]	4-9	4-9

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (8)$$

Aşağıdaki denklemlerde, ΔP biri plaka merkezine en uzak noktada ölçülen basınç değeri olmak üzere iki istasyon arasındaki basınç farkı, ρ havanın yoğunluğu, U_{ort} ise lüle kesitindeki ortalama akışkan hızıdır.

$$Cp_x = \frac{\Delta P_x}{\frac{1}{2} \rho U_{ort}^2} \quad (9)$$

$$Cp_y = \frac{\Delta P_y}{\frac{1}{2} \rho U_{ort}^2} \quad (10)$$

Türbülanslı akışta lüle kesiti boyunca hız ortalaması hesaplanırken lüle merkezinde ölçülen hız değerinden yararlanıldı. Hızın kesit içerisindeki ortalaması aşağıdaki eşitlikle hesaplandı:

$$U_{ort} = 0.817U_o \quad (11)$$

Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın lüle kesitindeki ortalama hızı U_{ort} ve akışkanın lüle çıkışındaki termofiziksel özellikleri dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (12)$$

Sabit pompa/fan gücü için ısı transferinde ki iyileştirme verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Yakut ve ark.,2004).

$$\eta = \frac{h_a}{h_s} \quad (13)$$

Benzer çalışmalarda (Tahat ve ark.,1994,2000) test yüzeyinden radyasyonla ısı kayıplarının sisteme toplam elektrik girdisinin % 3-5'i kadar olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışımla meydana gelecek kayıplar ihmal edilmiştir. Test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı için iletim kayıpları sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir düzeydedir.

Bu kabullerle Eşitlik (1) aşağıdaki şekle gelir.

$$Q_{toplam} = Q_{konv} \quad (4)$$

Eşitlik (1), (2) ve (3)' den ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A(T_{yort} - T_{jet})} \quad (5)$$

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde ısı transfer yüzey alanı olarak hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transfer alanı kullanılmaktadır. Bu çalışmada toplam ısı transferi alanı kullanılmıştır. Bu alan kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için ayrı ayrı aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

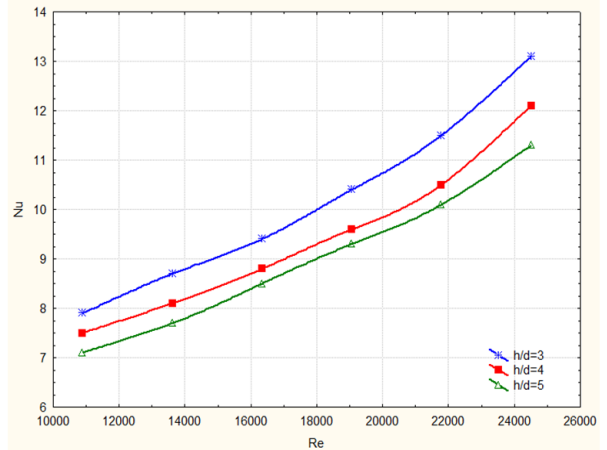
$$A_d = WL + 2Nh_k(b + t) \quad (6)$$

$$A_a = WL + 6Nh_k t \quad (7)$$

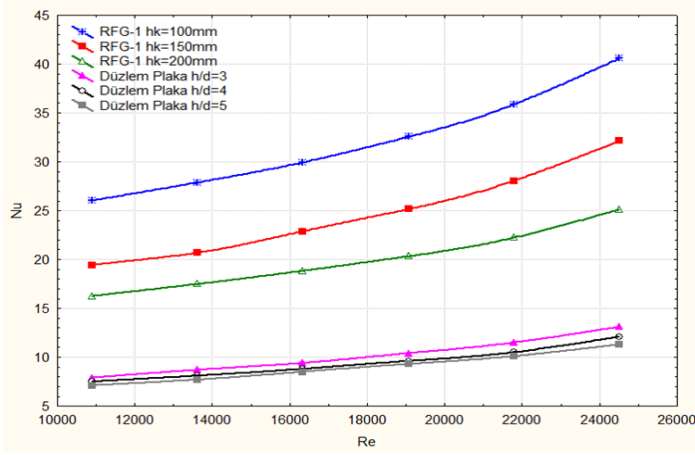
3. Bulgular

Düzlem plaka için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı h/d=3 mesafesinde hesaplandı. Düzlem plakada h/d=3 mesafesinde minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, h/d=4 mesafesinde %63 ve h/d=5 mesafesinde ise %60 oranında artış gözlemlendi (Şekil 3). Deneyler sonucunda Nu sayısı için;

$Nu = 0,012122 * Re^{0,612128} * Pr^{-2,96927} * (h/d)^{-0,244635}$ korelasyonu elde edildi.



Şekil 3. Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 4. RFG-1 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

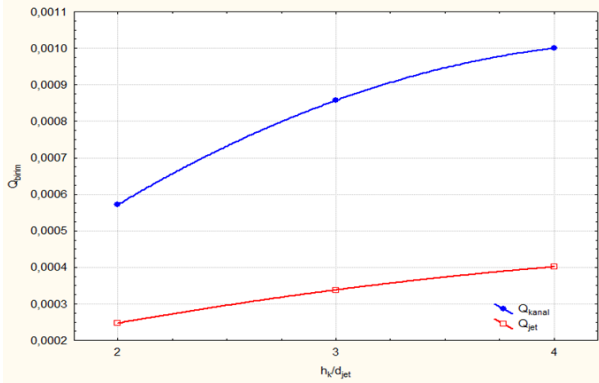
RFG-1 ısı alıcısı için Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmış, aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %56'lık bir artış, 150 mm kanat boyunda %66'lık ve 200 mm kanat boyunda ise %55'lik artış görüldü (Şekil 4).

RFG-1 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) h/d=3 için %211, h/d=4 için %165, h/d=5 için %132 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) h/d=3 için %229, h/d=4 için %161, h/d=5 için %130 artmıştır (Şekil 4). Deneysel sonuçlarda Nu sayısı için;

$$Nu = 1,391030 * Re^{0,586330} * Pr^{-6,184192} * (hk/d)^{-0,668680} * (h/d)^{0,1}$$

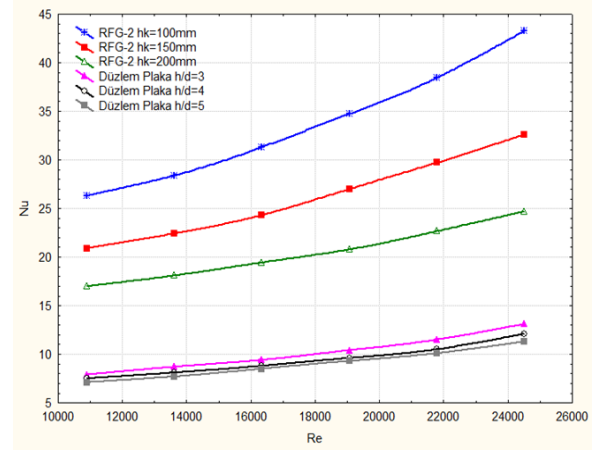
korelasyonu elde edildi.

RFG-1 ve RFG-2 ısı alıcılarda 4 m/s'de birim Nusselt değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. RFG-1 için 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %131 fazlası, 150 mm'lik kanat için %154 fazlası, 200 mm'lik kanat için %149 fazlası olduğu belirlendi (Şekil 6). RFG-2 için 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %147 fazlası, 150 mm'lik kanat için %161 fazlası, 200 mm'lik kanat için %172 fazlası olduğu görüldü (Şekil 7).



Şekil 6. RFG-1 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim

RFG-2 ısı alıcısı için de Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmış, aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, 150 mm kanat boyunda %56 ve 200 mm kanat boyunda ise %46 oranında artış görüldü.



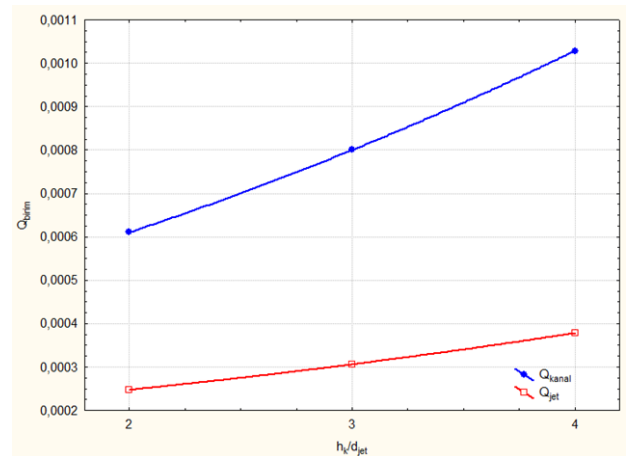
Şekil 5. RFG-2 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

RFG-2 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) h/d=3 için %232, h/d=4 için %169, h/d=5 için %183 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) h/d=3 için %233, h/d=4 için %181, h/d=5 için %140 artmıştır (Şekil 5). Deneysel sonuçlarda Nu sayısı için;

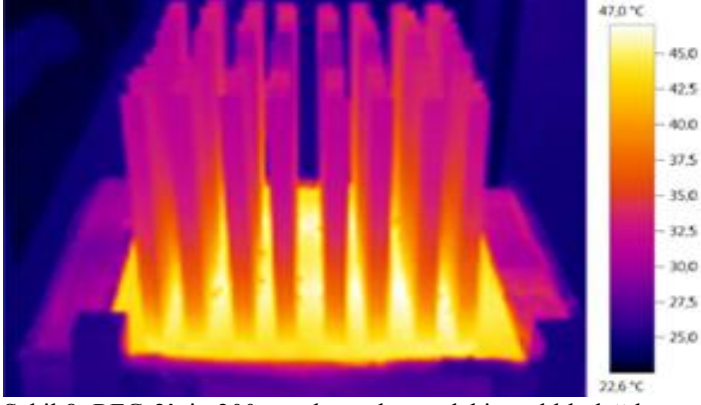
$$Nu = 0,375059 * Re^{0,589418} * Pr^{-2,194086} * (hk/d)^{-0,709856} * (h/d)^{0,1}$$

korelasyonu elde edildi.

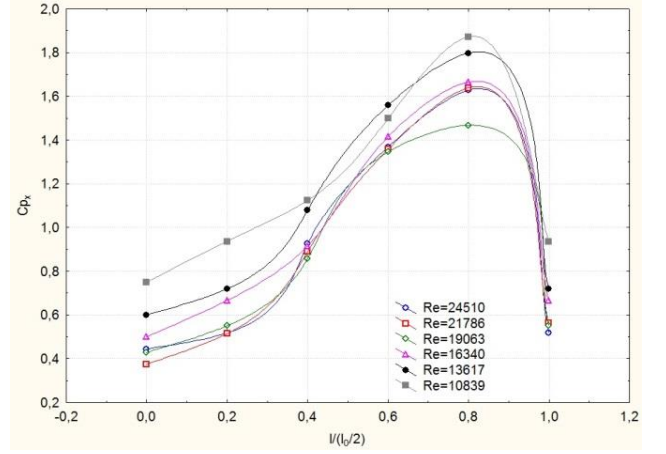
Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %29 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değeri 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %25 fazla olduğu gözlemlendi.



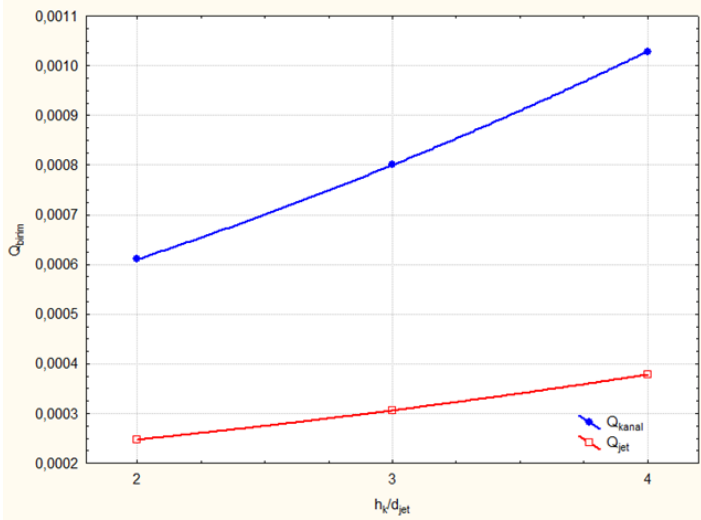
Şekil 7. RFG-2 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği



Şekil 8. RFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının termal kamera görüntüsü

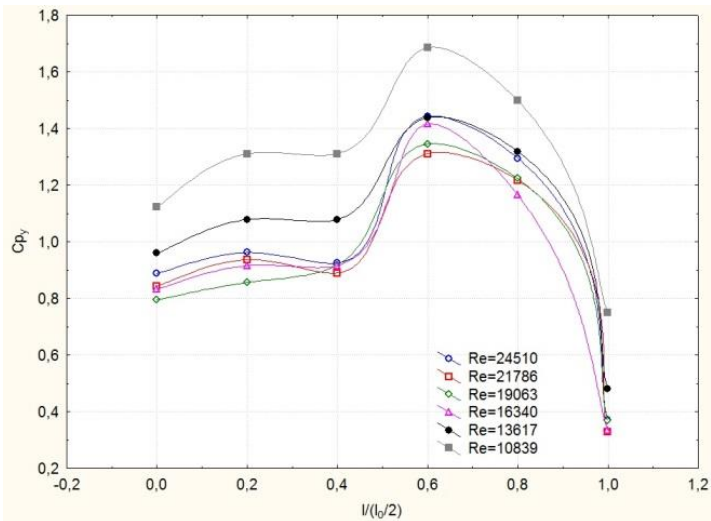


Şekil 9. RFG-1'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



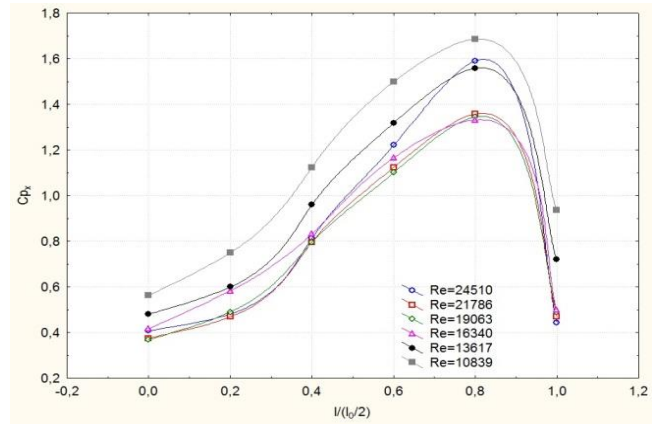
Şekil 10. RFG-1'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

RFG-1 ısı alıcı için 100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde istasyon mesafesi arttıkça C_{p_x} değerinin arttığı, C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} değerinin 5. istasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_y}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_y} değerinin 2. istasyonda arttığı, 3. istasyonda azalır ve 4. istasyonda ($l/(l_0/2)=0,6$) tekrar pik yaptığı ve maksimum değer aldığı görüldü.

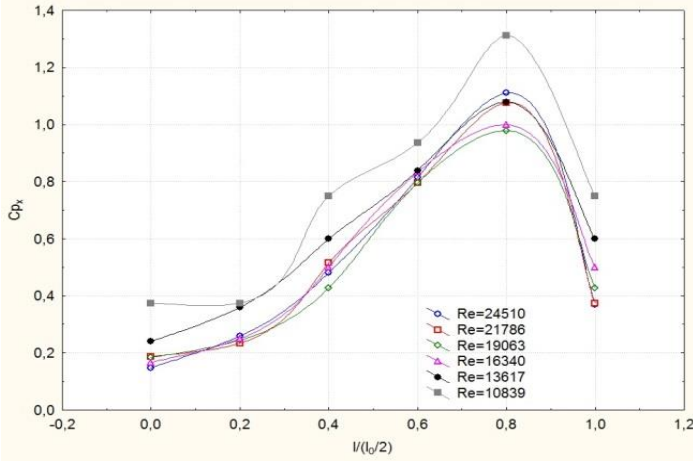


Şekil 11. RFG-1'de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

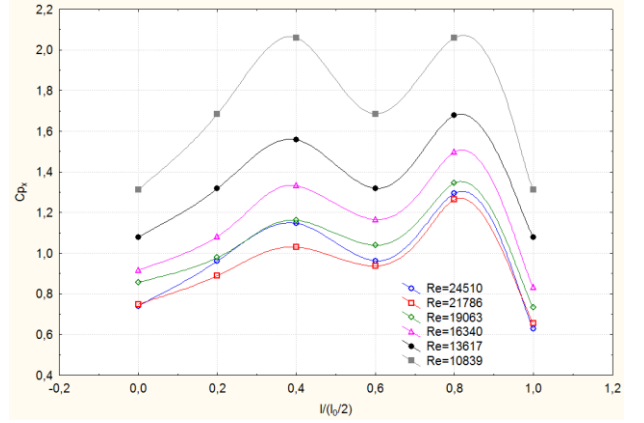
Şekil 12. RFG-1'de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



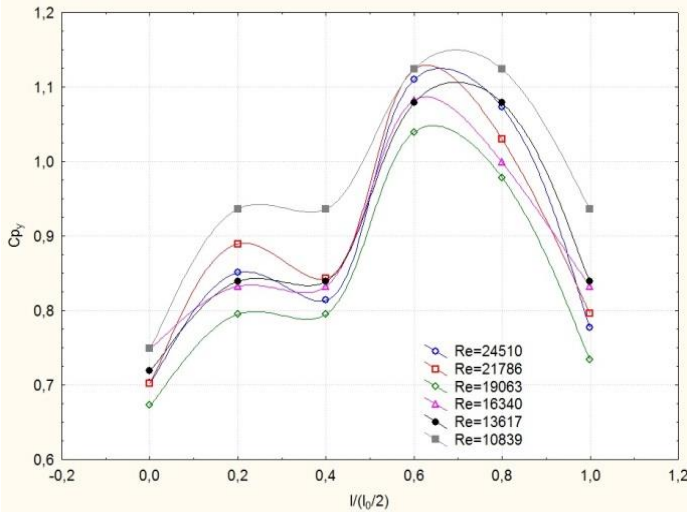
RFG-2 ısı alıcı için 100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin artıp azalan bir eğilim gösterdiği, 3. ve 5. istasyonlarda pik yaptıkları, C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerinin 5. istasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değeri 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %10, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %11 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değeri ise 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %22, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %13 fazla olduğu görüldü.



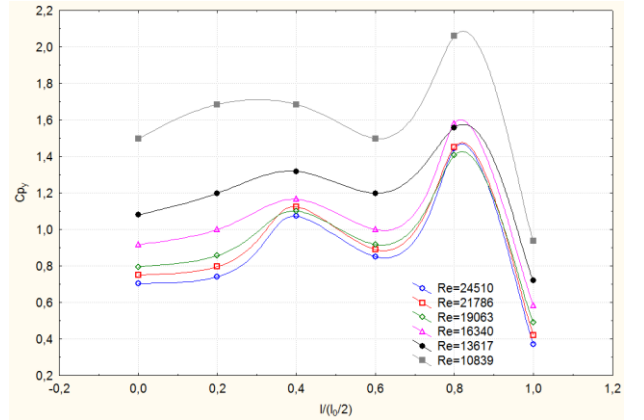
Şekil 13. RFG-1'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



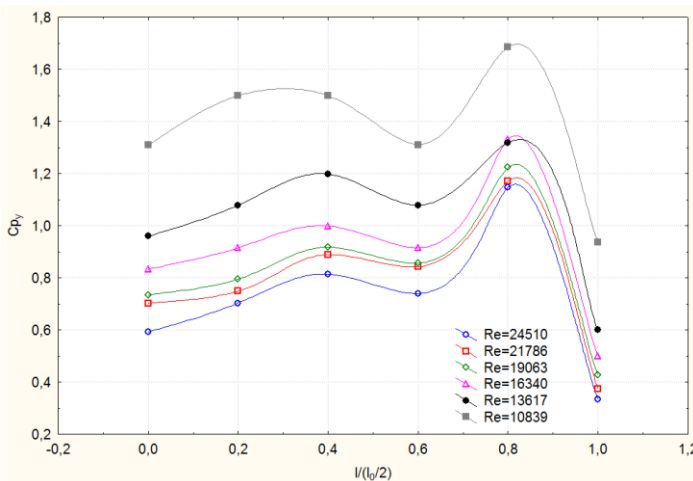
Şekil 15. RFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



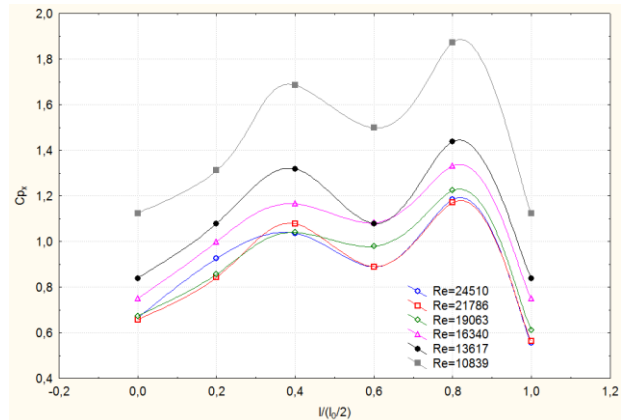
Şekil 14. RFG-1'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 16. RFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



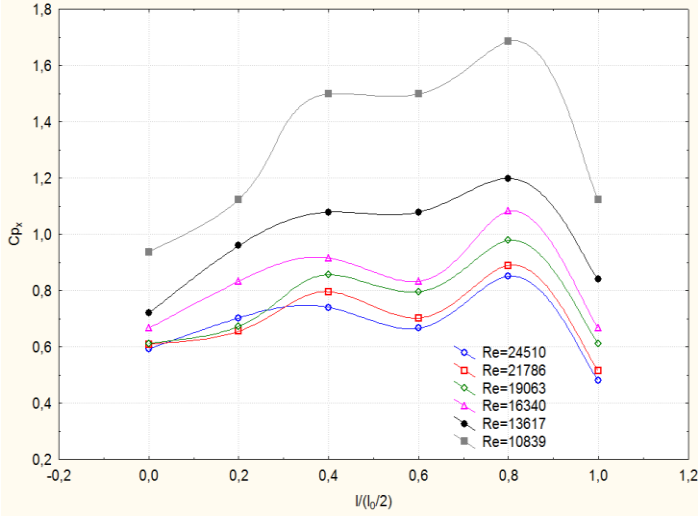
Şekil 18. RFG-2'de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



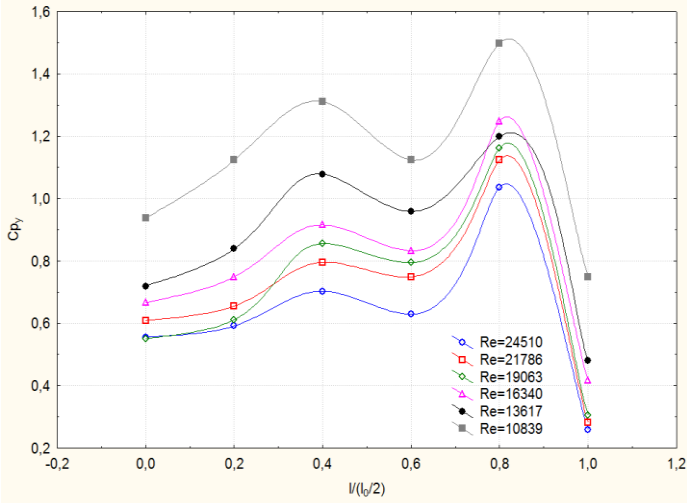
Şekil 17. RFG-2'de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

HFG-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %79'luk bir artış, 150 mm kanat boyunda %69 ve 200 mm kanat boyunda ise %62 oranında artış gözlemlendi.

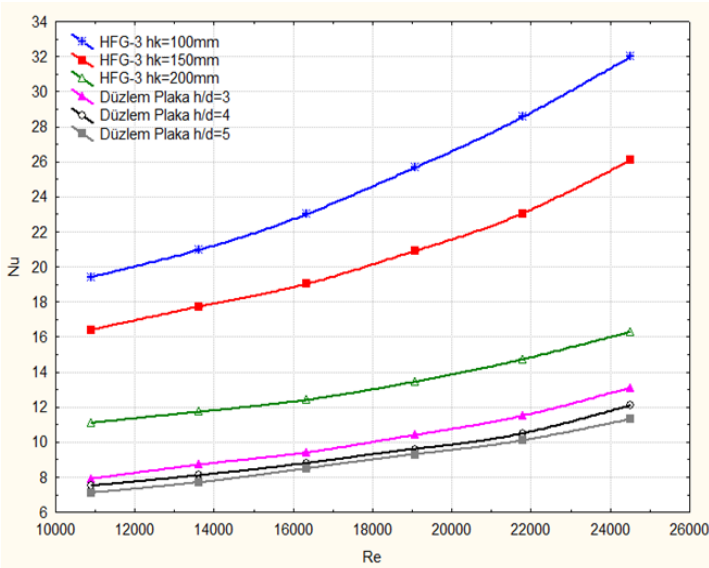
HFG-2 ısı alıcıdaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %225, $h/d=4$ için %165, $h/d=5$ için %122 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %199, $h/d=4$ için %167, $h/d=5$ için %130 artmıştır (Şekil 21). Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için



Şekil 19. RFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

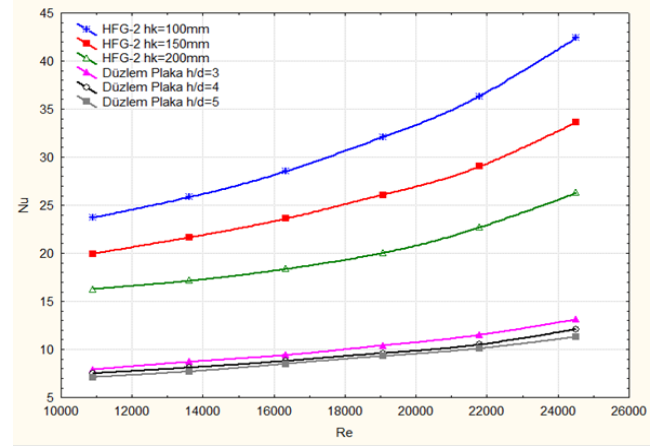


Şekil 20. RFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 22. HFG-3 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

$Nu = 1,242882 * Re^{0,706601} * Pr^{-9,428088} * (h_k/d)^{-0,612823} * (h/d)^{0,1}$
korelasyonu elde edildi.



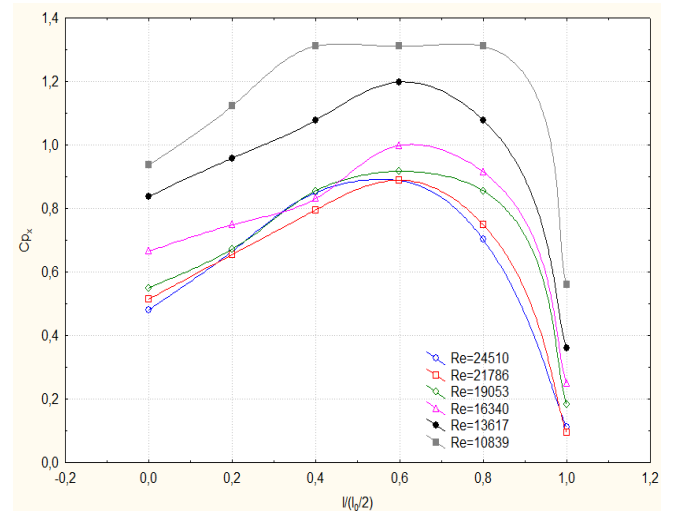
Şekil 21. HFG-2 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

HFG-3'de en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) ve maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artış görüldü.

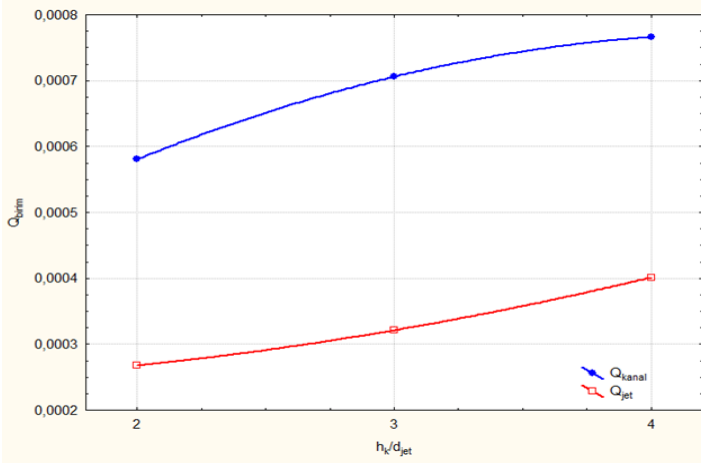
HFG-3 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %145, $h/d=4$ için %115, $h/d=5$ için %44 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %145, $h/d=4$ için %120, $h/d=5$ için %50 artmıştır (Şekil 22). Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$Nu = 2,070673 * Re^{0,608291} * Pr^{-8,408240} * (h_k/d)^{-0,787910} * (h/d)^{0,1}$
korelasyonu elde edildi.

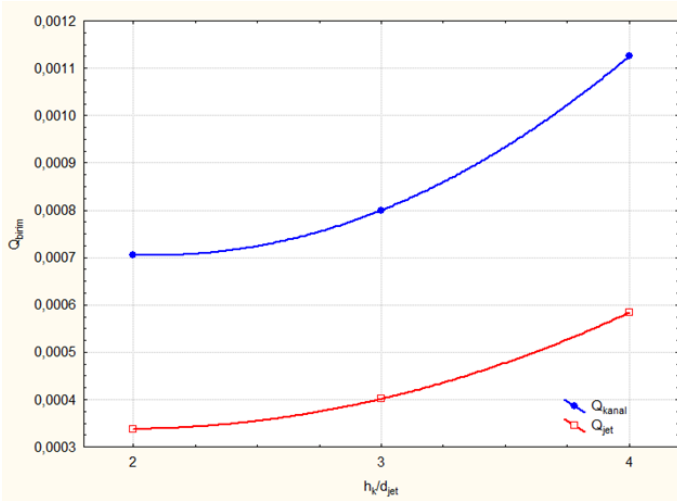
HFG-3 için 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %109 fazlası, 150 mm'lik kanat için %100 fazlası, 200 mm'lik kanat için %93 fazlası olduğu görüldü (Şekil 24).



Şekil 25. HFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

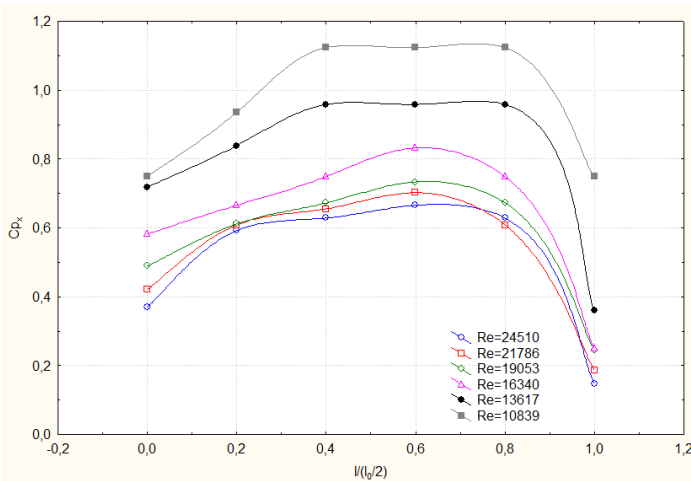


Şekil 23. HFG-2 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

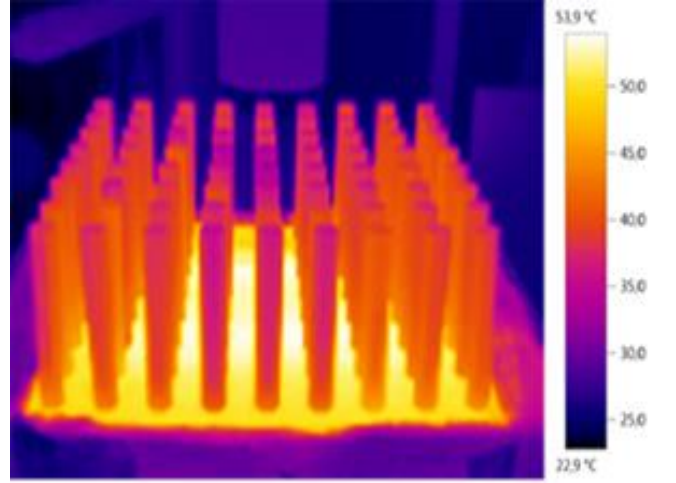


Şekil 24. HFG-3 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

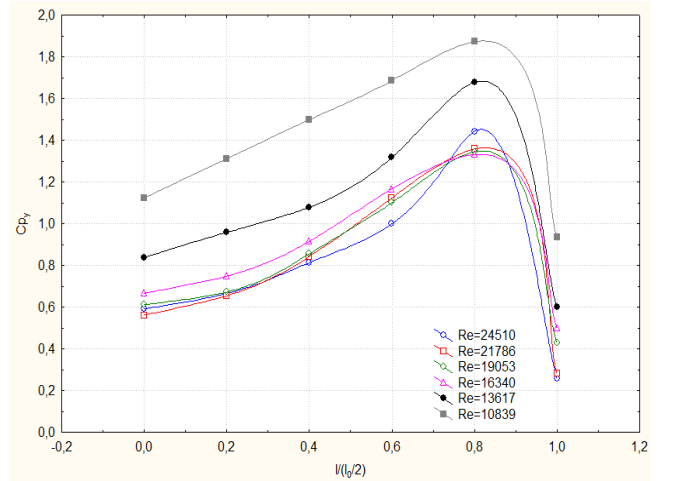
HFG-2 ve HFG-3 için 4 m/s'de birim Nu değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. HFG-2 için 100 mm kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %117 fazlası, 150 mm'lik kanat için %120 fazlası, 200 mm'lik kanat için %91 fazlası olduğu belirlendi (Şekil 23).



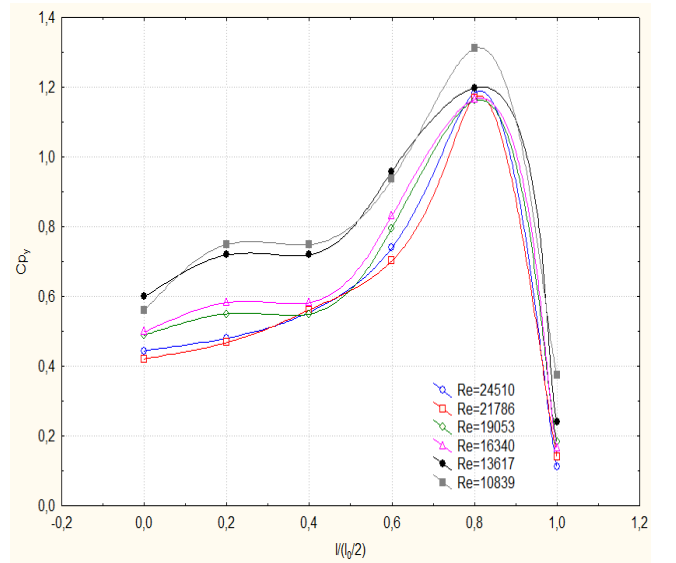
Şekil 28. HFG-2'de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



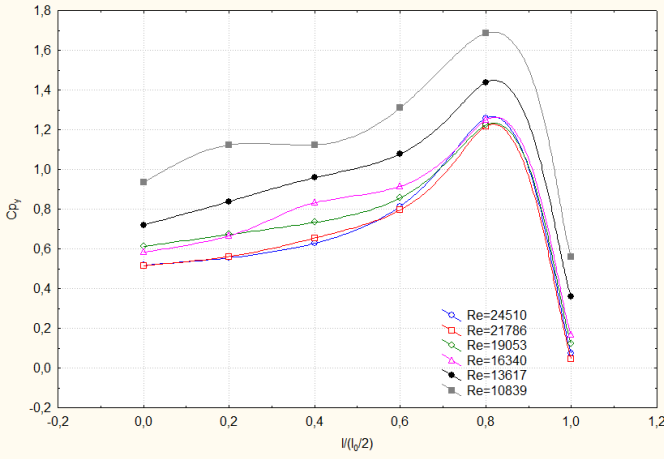
Şekil 26. HFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının termal kamera görüntüsü ve kanatçıktaki sıcaklık dağılımı



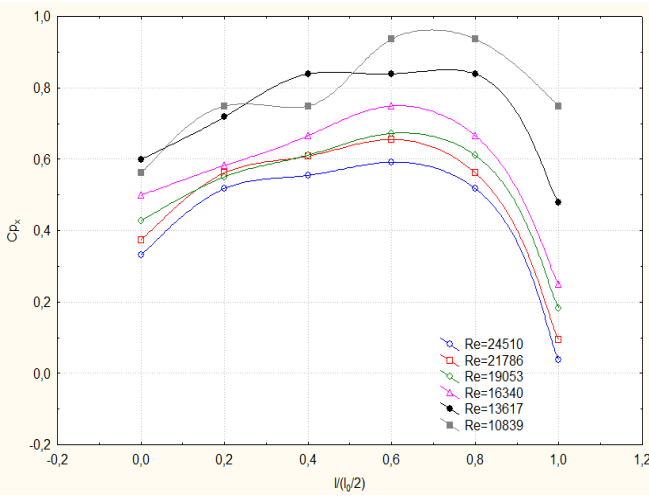
Şekil 27. HFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 31. HFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

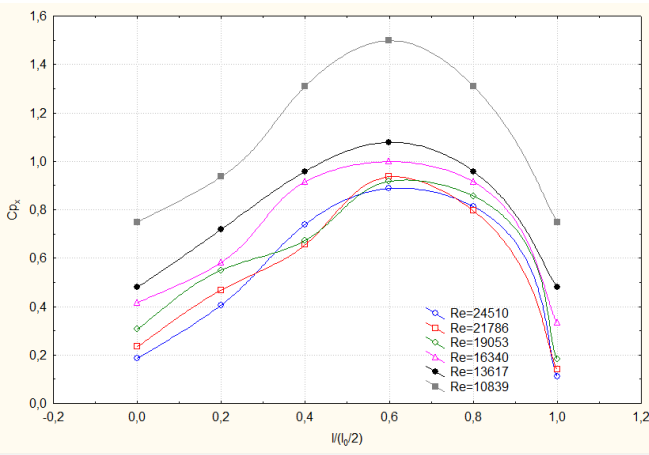


Şekil 29. HFG-2'de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

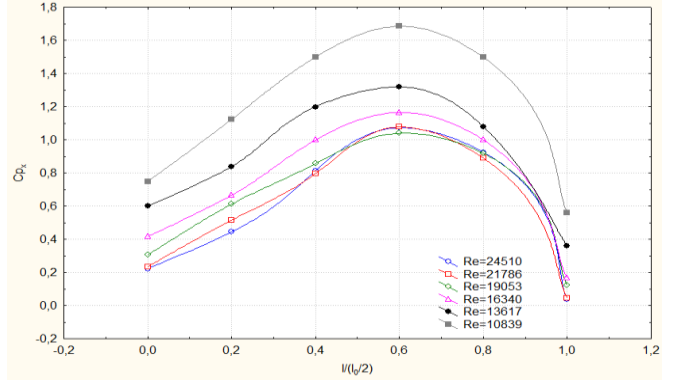


Şekil 30. HFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

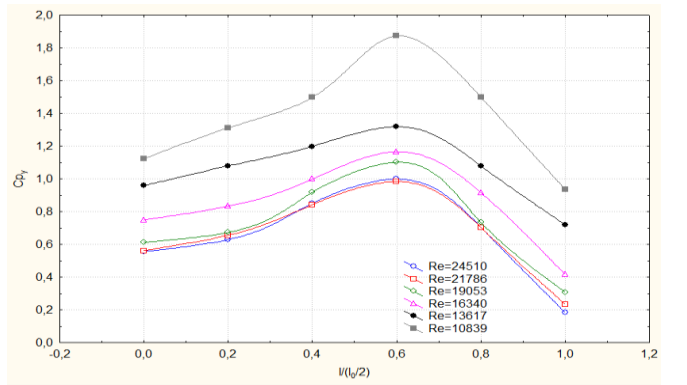
Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %20 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %29 fazla olduğu görüldü.



Şekil 34. HFG-3'de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



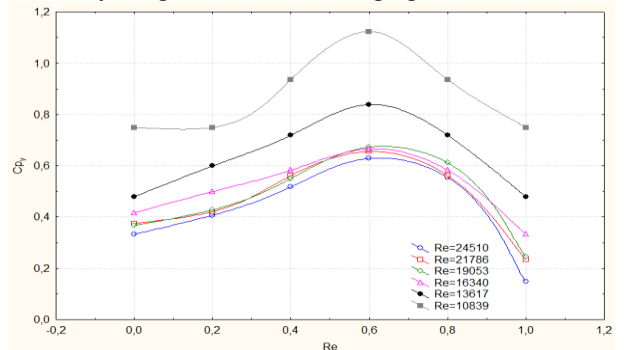
Şekil 32. HFG-3'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



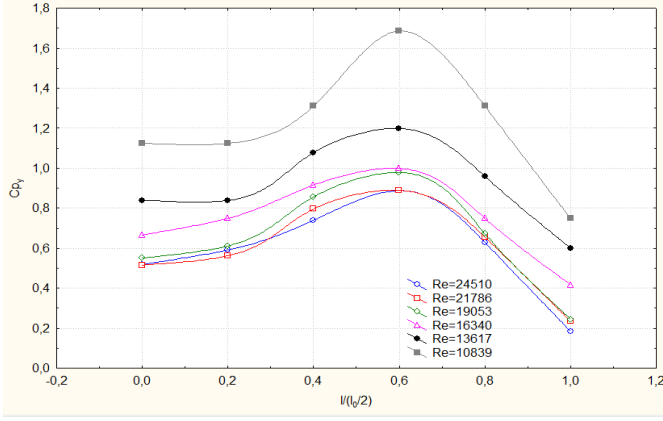
Şekil 33. HFG-3'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

HFG-2 ısı alıcıda 100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde ise C_{p_x} değerinin 4. İstasyona kadar artıp sonra istasyon mesafesi arttıkça azaldığı, C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} değerinin 4. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,6$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_y}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_y} değerinin istasyon mesafesi arttıkça artış gösterdiği ve 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) maksimum değer aldığı görüldü.

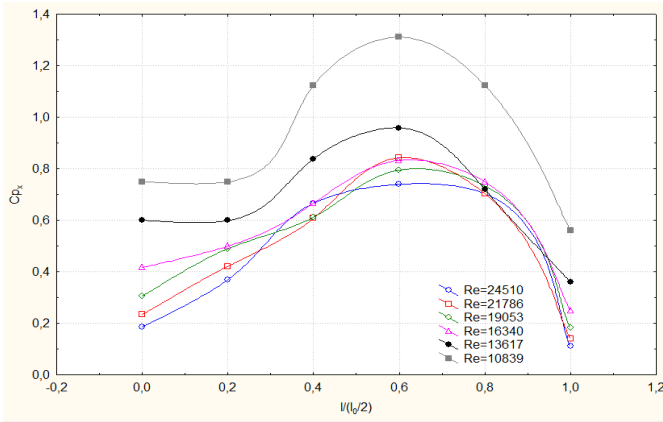
Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %13, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %14 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %50 fazla olduğu gözlemlendi.



Şekil 37. HFG-3'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



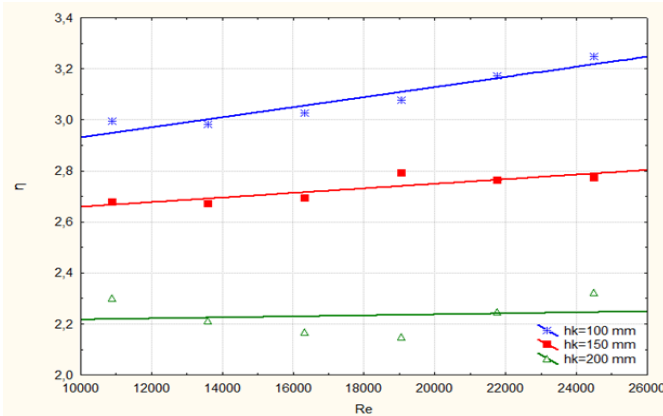
Şekil 35. HFG-3'de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



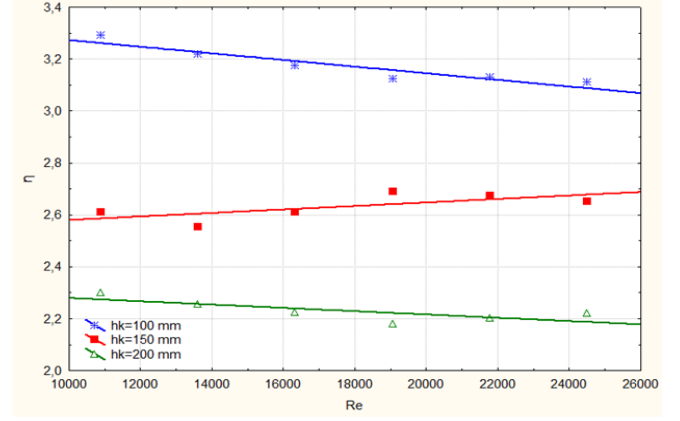
Şekil 36. HFG-3'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

HFG-3 ısı alıcı için 100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_p-l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} ve C_{p_y} değerinin 4. İstasyona kadar artıp sonra istasyon mesafesi arttıkça azaldığı, C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerinin 4. İstasyonda $l/(l_0/2)=0,6$ olduğu gözlemlendi.

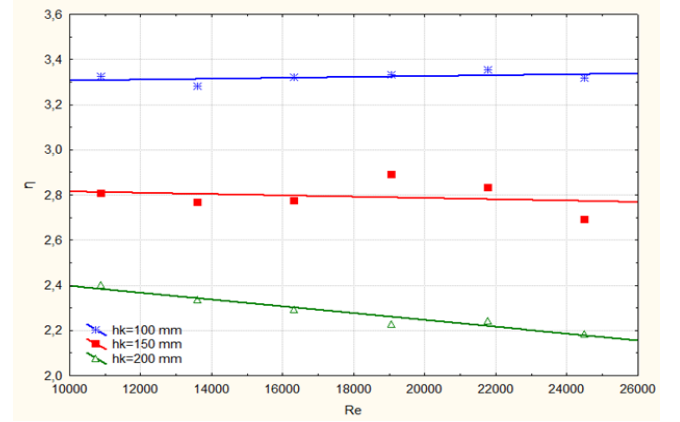
RFG-2 için maksimum hızda iyileştirme veriminin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %20, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %23 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 39).



Şekil 40. HFG-2 için iyileştirme veriminin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 38. RFG-1 için iyileştirme veriminin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 39. RFG-2 için iyileştirme veriminin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

RFG-1 ve RFG-2 ısı alıcılar için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. RFG-1 için maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme veriminin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 38).

1. Deneysel belirsizlikler

Deneysel sonuçların hata analizi için (Kline ve McClintock, 1953) tarafından belirsizlik analizi adı verilen aşağıdaki yöntem bulunmuştur.

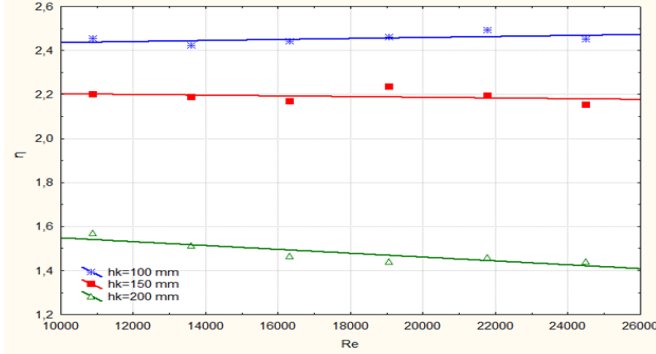
Yapılacak bir deney sonucunda x bağımsız değişkenlerinin ölçülmesiyle hesaplanacak olan R aşağıdaki şekilde verilmiş olsun.

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (14)$$

Burada x_1, x_2, \dots, x_n bağımsız değişkenleri R ise sonuç değişkenini göstermektedir. w_1, w_2, \dots, w_n ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği ve R büyüklüğünün hata oranını göstermek üzere aşağıdaki ilişki Kline ve McClintock [10] tarafından verilmiştir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (15)$$

Kline ve McClintock tarafından önerilen yöntem kullanılarak, araştırılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler; Nusselt sayısı için %4,97, Basınç katsayıları için %8,20 ve Reynolds sayısı için %3,25 olarak bulunmuştur. Ayrıca ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata katkıları Çizelge 3'te verilmiştir.



Şekil 41. HFG-3 için iyileştirme veriminin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

HFG-2 ve HFG-3 ısı alıcılar için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. HFG-2 için maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme veriminin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 40). HFG-3 için maksimum hızda iyileştirme veriminin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %14, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %49 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 41).

Deneyler sonucunda çarpan jetle soğutmanın kanal akışındaki soğutmaya göre yaklaşık 2-3 kat daha iyi olduğu ve ısı taşınımının kanatçıklı yüzeyde kanatçiksız yüzeye göre yaklaşık 2-3 kat daha iyi olduğu belirlenmiştir. Daha iyi soğutma sağlamak amacıyla soğutucu akışkan olarak çift fazlı akışkan (hava destekli nozul) kullanılarak ısı ve akış karakteristiği değişimleri incelenebilir.

Çizelge 3. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Test bölgesine giren havanın hızı, U	5
Sıcaklık, T	0,25
Basınç, P	5
Lüle hidrolik çapı, D _h	0,1
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ , (tablodan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (tablodan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ , (tablodan)	0,008

Semboller

A	Alan [m ²]
A _a	Altıgen kanatçıklı ısı alıcı alanı [m ²]
A _d	Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı alanı [m ²]
b	Kanat genişliği [m]
C _p	Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı [J/kgK]
C _{p,x}	Plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısı
C _{p,y}	Plaka üzerinde y yönündeki basınç katsayısı
D _h	Lüle hidrolik çapı [m]
ΔP	Basınç düşümü [Pa]
d _{jet}	Jet çapı [m]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
h _a	Kanatçıklı yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
h _s	Kanatçiksız yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
h _{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m ² K]
h _k	Kanat yüksekliği [m]
h/d	Lüle kanat arası mesafe / lüle çapı
I	Sisteme verilen akım [A]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Test elemanı uzunluğu [m]
l	İstasyon mesafesi [cm]
l ₀	Isı alıcı taban uzunluğu [cm]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
N	Kanat sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
R	Direnç [Ω]
Re	Reynolds sayısı
Q _{birim}	Birim Nu değişimi için gereken hava debisi [m ³ /s]
Q _{top}	Toplam ısı miktarı [W]
Q _{konv}	Taşınım ile geçen ısı miktarı [W]
Q _{rad}	Işınım ile geçen ısı miktarı [W]
Q _{kond}	İletimle geçen ısı miktarı [W]
t	Kanat kalınlığı [m]
T _{yort}	Test elemanı ortalama yüzey sıcaklığı [K]
T _{jet}	Akışkan sıcaklığı [K]
V	Sisteme verilen gerilim [V]
W	Test elemanı genişliği [m]
U _{ort}	Lüle çıkışındaki jet ortalama hızı [m/s]
U ₀	Lüle çıkışında jet eksenindeki maksimum hız [m/s]
v	Akışkanın kinematik viskozitesi [m ² /s]
η	İyileştirme verimi
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]

Kaynaklar

1. Alemdaroğlu, N., Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum, 2005
2. Chaudhari, M., et. al., Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling, International Journal of Heat and Mass Transfer 53, 1057–1069, 2010
3. Gulati, P., et. al., Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet, International Journal of Thermal Sciences, 48, 602–617, 2009

4. Hofmann, H.M., et. al., Measurements on steady state heat transfer and flow structure and new correlations for heat and mass transfer in submerged impinging jets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 3957–3965, 2007
5. Kline, S.J., McClintock, F.A., Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.*, 75, 3-8, 1953.
6. Li, H.Y., et. al., Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 5386–5394, 2005.
7. Şahin, B., Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değıştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum, 2004
8. Tahat, M., et. al., Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection, *Applied Energy*, 67/4, 419-442, 2000
9. Tahat, M.A., et. al., Forced steady-state convections from pin fin arrays, *Applied Energy*, 48, 335-351, 1994
10. Yakut, K., et. al., Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators, *Applied Energy*, 79 (1), 273-288, 2004