

YENİ “Y” KANAT MODELİNİN ISI TRANSFERİ PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Experimental and Numerical Investigation of the Heat Transfer Performance of a New Y-Shaped Fin Model

Oğuz Kılıç
Ferhatcan Baş
Hüseyin Onbaşıoğlu

ÖZET

Bu çalışmada, hava soğutmalı bir ısı değiştiricisinde yeni geliştirilen kanat modeli için taşınım ile ısı transferi, farklı hava akış hızlarında ve farklı sabit ısı akısı sınır koşullarında sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışma için uygun kanat modeli geometrisini elde etmek amacıyla 1 Boyutlu parametrik analizler yapılmıştır. 1 boyutlu analiz ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi arasında bir karşılaştırma yapılmıştır. Deneysel çalışma için eklemeli imalat teknolojisi yöntemi kullanılarak 10:1 ölçekli kanat modeli üretilmiştir. Deneysel çalışma, FRİTERM A.Ş'nin Ar-Ge Merkezi'nde bulunan açık çevrim rüzgâr (EIFFEL) tüneli ile yapılmıştır. Deneysel çalışma sırasında, sabit ısı akısı için plaka dirençli ısıtıcılarla temas halinde olan bakır plakaların yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Deney boyunca sabit ısı akısını sağlamak için deney odasının giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı da gözlenmiştir. Nümerik model için, test odası içindeki 10:1 ölçekli kanat modeli, ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ANSYS-FLUENT® kullanılarak 3 boyutlu olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümü yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ağ bağımsızlığı açısından kontrol edilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar ile ticari HAD yazılımının çıktıları karşılaştırılmıştır. Geliştirilen bu yeni kanat modelinin ısı transferi performansı, endüstri de çok sık kullanılan Offset kanat modeli ile karşılaştırılmıştır.

Farklı ısı akılarında ve farklı hava akış hızlarında yapılan bu çalışmamızda HAD sonuçları ve deneysel sonuçlar incelendiğinde “Y” kanat modelinin Offset Kanat modeli ile karşılaştırıldığında daha yüksek bir ısı taşınım katsayısı değerine sahip olduğu görülmüştür. Isı akısının artması Y kanat modeli ve Offset kanat modeli arasındaki ısı taşınım katsayısı paralellliğini bozmamıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava Soğutmalı Isı Değiştiricisi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Isı Transfer Katsayısı, Kanat Modeli, Rüzgâr Tüneli,

ABSTRACT

In this study, convection heat transfer for a newly developed fin model of an air-cooled heat exchanger has been numerically and experimentally investigated at various airflow velocity and heat flux boundary conditions. 1-Dimensional parametric analyzes were carried out in order to obtain the optimum fin model geometry for the experimental study. A comparison was made between 1-Dimensional analysis and computational fluid dynamics analysis. For the experimental study, a 10:1 scale fin model was produced by using the additive manufacturing technology. The experimental study was carried out in an open loop wind (EIFFEL) tunnel loated in the R&D Center of FRİTERM A.Ş. During the experimental study, the surface temperatures of the copper plates which in contact with the heaters were measured. The temperature difference between the inlet and outlet of the test section was also observed to ensure the boundary condition of constant heat flux throughout the experiment. For the numerical model, the fin model in the test section which is the 10:1 scale was made a

numerical solution by using the commercial computational fluid dynamics software ANSYS-FLUENT®. Computational fluid dynamics was checked in terms of mesh independence. Results of the experimental studies were compared with the result of the commercial CFD software. The heat transfer performance of this newly developed fin model has been compared with the Offset fin model which is commonly used in industry.

When the CFD results and experimental results were compared which was carried out at different heat fluxes and different air flow rates in this study, it as been observed that the “Y” fin model had a higher heat transfer coefficient value when compared to that o the Offset Fin model.

Key Words: Air Cooled Heat Exchanger, Computational Fluid Dynamics, Heat Transfer Coefficient, Fin Model, Wind Tunnel,

1. GİRİŞ

Isı değiştircileri, iki veya daha fazla ortam arasında ısı transferinin gerçekleşmesi için kullanılır ve farklı endüstriyel uygulamalar için çeşitli türleri vardır. Kompakt ısı değiştircileri ve kanatlı borulu ısı değiştircileri bu türlerden bazılarıdır. Kompakt ısı değiştircilerinin avantajı, yüksek ısı transfer yüzey alanına sahip olmalarıdır. Bu nedenle hacim ve ağırlık azalır ve verim artar. [7] Isı değiştircilerinin, kriyojen, mikrotürbin, otomotiv, kimyasal prosesler, denizcilik, havacılık, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme endüstrilerindeki gaz-gaz ve sıvı-gaz uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Geometrik olarak bu ısı değiştircileri kanatlı borulu ve kanatlı plaka şeklinde dir. Isı değiştircilerinde boru malzemesi olarak, yerine göre bakır, alüminyum, paslanmaz elik, titanyum kullanılırken kanat malzemesi olarak genellikle ortam şartlarına göre alüminyum, epoksi kaplı-alüminyum, paslanmaz elik, titanyum kullanılabilir. Isı değiştircilerinde hava tarafı ısı transfer katsayısı sıvı tarafına göre çok daha küçük olduğu için, hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının değişimi sıvı tarafında yapılacak değişime göre çok daha fazla etki edecektir. Bundan dolayı ısı transferini iyileştirmek için hava tarafında iyileştirme yapılması tercih edilir.

Hava tarafındaki ısı transferi temel olarak iki farklı şekilde iyileştirilebilir. Bunlardan birincisi, ısı transferinin gerçekleşeceği ıslak yüzey alanını arttırmaktadır. Borunun dış yüzeyine dairesel veya plaka tipi kanatçıklar eklenerek ıslak yüzey alanını arttırılabilir. Eklenen kanatçıkların verimi de ısı transferinin performansı için önemlidir. Isı transferini arttırmak için ikinci yöntem, hava hızını arttırmaktır. Hava hızı ise doğrudan ısı taşınım katsayısını etkileyeceği için, ısı taşınım katsayısı da artar. [4] Ancak hava hızının, belirli durumlar için bazı değerleri aşmaması istenir. Hava hızı arttığında hava tarafındaki basınç kaybı değeri de artacaktır. Bu durumda ısı değiştircisinden alınacak verim dūřecek ve yoğuşma durumunda su sürüklenerek ısı transfer performansını dūřürecektir. Bundan dolayı hava hızının belirli durumlarda literatürde ona uygun olarak verilmiş hız değerlerine uyulması gerekmektedir. Hava hızındaki artış kanat verimini de arttıracaktır.

Termal sistemlerin optimizasyonu, ısı transferinin iyileştirilmesinde önemli bir role sahiptir. Kanatlı borulu ısı değiştircilerinde ısı transferi performansı, kanat tipi ve akışkan özelliklerinin yanı sıra geometrik parametreler, boru çapı, boru yerleşimi, kanat kalınlığı, kanat hatvesi, boru sayısı, gibi birçok parametreye bağlıdır.

Çalışmanın amacı kanatlı borulu ısı değiştirciler için yeni geliştirilen bir kanatçık modelini incelemektir. Yeni geliştirilen “Y” kanat modelinin, geometrik açıdan, diğer kanat modellerinden farkı ; aynı hacim içerisinde daha fazla yüzey alanına sahip olmasıdır. Daha fazla ıslak yüzey alanı ise ısı transferi performansında iyileştirme sağlayabilmektedir. Yeni geliştirilen “Y” Kanat modelinin deneysel, analitik hem de nümerik olarak çalışması yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalar, ısı değiştircilerinde çok sık kullanılan Offset kanat modeli ile karşılaştırılmıştır. Offset kanat modeli için de deneysel, analitik ve nümerik çalışma yapılmıştır. Bu aşamalarda ilk olarak geliştirilmek istenilen model için geometrik optimizasyonlar yapılmıştır. 1-B geometrik optimizasyonlarda MathCAD® yazılımı kullanılmıştır. 1-B geometrik optimizasyonların amacı, geliştirilmek istenilen “Y” kanat modeli için en uygun geometrinin bulunmasıdır. Deneysel alışma için optimize edilmiş “Y” kanat modelinin 10:1 ölçüde katmanlı imalat

ile üretimi yapılmıştır. 1-B analitik olarak yapılan çalışmada termal tasarım hesaplamalarında Gnielinski korelasyonu [1] kullanılmıştır. Gnielinski korelasyonu denklem 1'de gösterilmiştir. Dittus-Bolter [8] ve benzeri korelasyonlar da literatürde mevcuttur. Ancak karmaşık geometrilerde Reynolds sayısı arttığında Dittus-Bolter korelasyonundaki sapma artmaktadır. Bu nedenle karmaşık geometriler için daha uygun olan ve yüksek Reynolds sayılarında da gösterge olarak geçen Gnielinski Korelasyonu, 1-Boyutlu termal tasarımı temsil etmektedir. Offset kanat modeli değerleri de 1-B analitik çalışma yapılmıştır. Burada sadece korelasyon değiştirilmiştir. Offset kanat modeli için ise Gnielinski modeli yerine Manglik korelasyonu [9] tercih edilmiştir. Manglik korelasyonu denklem 2'de gösterilmiştir. 1-B çalışmada verilen girdi değerleri, deneysel çalışma için verilen girdi değerleridir. Bu değerler nümerik çalışma için de geçerlidir. Deneysel çalışma, FRİTERM A.Ş'nin Ar-Ge Merkezi'nde bulunan açık çevrim rüzgâr (EIFFEL) tüneli ile yapılmıştır. Yapılan Deneysel çalışma koşulları ticari hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımına entegre edilerek çözüm yapılmıştır. Burada HAD çözümünün kanat modelinin kendi içerisinde deneysel, analitik ve nümerik olarak karşılaştırılmasının yanı sıra Offset kanat modeli ile de performans karşılaştırılması yapılmıştır.

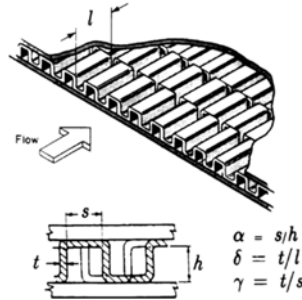
- **Gnielinski Korelasyonu**

$$Nu_{Dh} = \frac{(f/8)(Re_{Dh} - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)}$$

(1)

- **Manglik Korelasyonu**

Manglik korelasyonu olarak adlandırdığımız korelasyon Raj M. Manglik ve Arthur E. Bergles tarafından yazılmıştır. Kompakt ısı değiştiricilerinde dikdörtgen offset kanat yapılarında kullanılır. Kanat hatvesi, kanat genişliği, kanat uzunluğu, kanat kalınlığı ve kanat yüksekliği temel parametrelerdir. Bu temel parametreler kullanılarak bazı katsayılar elde edilir. Bu katsayılar daha sonra korelasyon içerisinde kullanılır.



Şekil 1: Offset Kanat Geometrisinin Tanımlanması

Hem Laminar hem de Türbülanslı akışkanlar için kullanılan Manglik Korelasyonu;

$$f = 9.6243Re^{-0.7422}\alpha^{-0.1856}\delta^{0.3053}\gamma^{-0.2659} * [1 + 7.669 * 10^{-8}Re^{4.429}\alpha^{0.920}\delta^{3.767}\gamma^{0.236}]^{0.1}$$

(2)

$$j = 0.6522Re^{-0.5403}\alpha^{-0.1541}\delta^{0.1499}\gamma^{-0.0678} * [1 + 5.269 * 10^{-5}Re^{1.340}\alpha^{0.504}\delta^{0.456}\gamma^{-1.055}]^{0.1}$$

(3)

Manglik korelasyonu olarak adlandırdığımız korelasyonda da Hidrolik çap hesaplaması Gnielinski korelasyonundan farklı olarak hesaplanabilir. [9]

$$D_h = \frac{4A_c}{A/l} = \frac{4shl}{2(sl + hl + th) + ts}$$

(4)

Bu çalışmada, yeni geliştirilen “Y” kanat modelinin ısı transfer katsayısının farklı sınır koşullarında (hava hızı, ısı akısı) deneysel, analitik ve sayısal olarak incelenmesi ve Offset kanat modeli ile performans karşılaştırılması amaçlanmıştır.

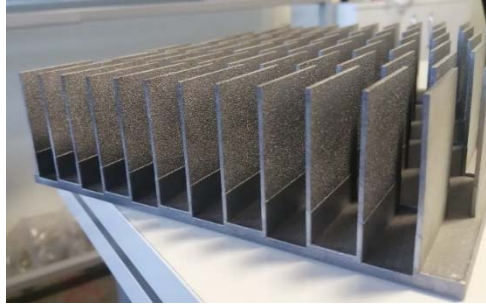
2. DENEYSEL ÇALIŞMA

1-B Termal tasarım sonucundan optimize edilmiş olan “Y” kanat modeli sonucu elde edilir. Bu “Y” kanat modeli ise 10:1 ölçek ile eklemeli imalat yöntemi ile üretilmiştir.



Şekil 2: Eklemeli İmalat Yöntemi İle Üretilmiş “Y” Kanat Modeli

Offset kanat modelinin de testlerinin yapılması için benzer üretim tekniği ile yapılmasıyla testler yapılmıştır.



Şekil 3: Eklemeli İmalat Yöntemi İle Üretilmiş “Offset” Kanat Modeli

Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen iki farklı kanat modelinin farklı hava hızlarında ve farklı ısı akılarında deneysel çalışmaları yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, FRİTERM Ar-Ge merkezinde yer alan rüzgâr tüneline yapılmıştır. FRİTERM Ar-Ge Merkezi'ndeki rüzgâr Tüneli, açık çevrim veya kapalı çevrim olarak kullanılabilir. Bu çalışmada yapılacak testler için açık çevrim rüzgâr tüneli kullanılmıştır.



(a)



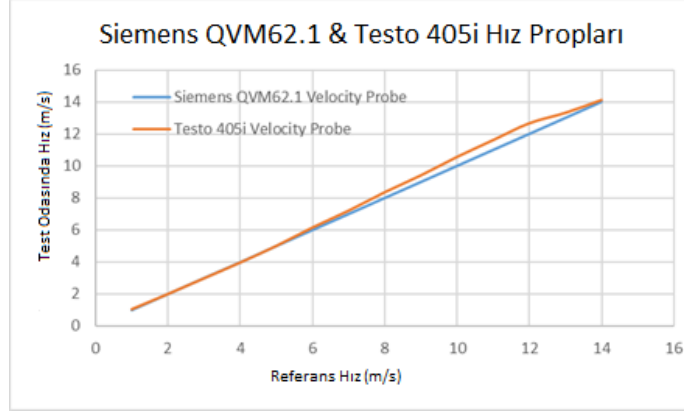
(b)

Şekil 4: (a) FRİTERM Ar-Ge Merkezi Açık Rüzgâr Tüneli Sol Görünüm, (b) FRİTERM Ar-Ge Merkezi Açık Rüzgâr Tüneli Sağ Görünüm

2.1 Deney Parametrelerinin Değerlendirilmesi

“Y” kanat modeli ve Offset kanat modelinin testleri yapılmadan önce iki deneysel çalışma içinde test yapılmadan önce yapılması gereken ortak çalışma ve değerlendirme parametreleri vardır.

Rüzgâr Tüneli'nde hız tespiti için Siemens® QVB62.1 Hız sensörü kullanılmıştır. Siemens Hız sensörü, Testo 405i kalibre edilmiş hız sensörü ile doğrulanmıştır. Bu iki sensörün karşılaştırma eğrisi grafik 4.'te verilmiştir.



Grafik 1: Siemens QVB6.2 ve Test 405i Hız Sensörü

Kanat modelleri üzerindeki sıcaklık dağılımını belirlemek için çeşitli noktalarda sıcaklığı ölçmek için 19 adet T tipi termokupl kullanılmıştır. Termokupl ve hız sensörünün belirsizlikleri hesaplanarak Tablo 1'de gösterildi. Termokupl alınan değerler Agilent Datalogger 34970A veri toplama cihazı ile kaydedilmiştir. Sabit bir ısı akısı sağlamak için test düzeneği içerisinde plakalı ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Plakalı ısıtıcılar, hem üst hem de alt yüzeyde alt ve üst ısıtıcı olarak adlandırılmış ve 500 Watt güç sağlayacak şekilde imal edilmiştir. Isıtıcıların güç kontrolü için 0-10 V ENDA Erva1(SSR) ısıtıcı kontrolü kullanılmıştır.

Tablo 1: Belirsizlik Değer Tablosu

Ölçüm	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Belirsizlik(%)
Sıcaklık	Type T Termokupl	-200°C to 200 °C	0.75
Hız	Siemens Hız Sensörü	0-20 m/s	3
Veri	Agilent Datalogger 34970A	-	0.008
Isıl Kapasite	-	-	3.092
Isı Taşınım Katsayısı	-	-	3.181

2.2 Deney Yönteminin Anlatımı

Yeni “Y” kanat modeli ve Offset kanat modeli için aynı deneysel yöntem incelenmiştir. Kanat modelleri rüzgâr tüneli içerisinde yer alan test odasına yerleştirilmiştir. Kanat modelinin üstünde ve altında olmak üzere 5mm kalınlığıyla 2 adet bakır plaka yerleştirilmiştir. Test odasındaki yerleşim simetrik. Üst bakır plakanın üzerine ısıtıcı plaka yerleştirilmiştir. Alt bakır plakanın ise altına ısıtıcı plaka yerleştirilmiştir. Isıtıcı plaka üstüne ve altına ise yalıtım malzemesi olan 10 mm kalınlığında seramik levha yerleştirilmiştir. Isı kaybını önlemek amacıyla da Seramik levhaların üstüne köpük yerleştirilmiştir. Kanat modeli üstünde ve altında yer alan ısıtıcı plakalarından her biri 500 Watt gücündedir. Deney çalışmasında karşılaştırma parametresi olan ısı taşınım katsayısı değeri, bakır plakaların farklı hava hızı ve farklı ısı akılarındaki yüzey sıcaklığı değerinin ölçülmesi sonucunda elde edilen veriler ile hesaplanmıştır. Bu deneysel metod iki kanat modeli içinde geçerlidir.

Hava akışının kanat modeline girdiği sırada üniform akış sağlamak için test odası girişinden kanat modeline kadar olan mesafede daralan bir nozül yapılmıştır. Nozülün büyük kesit alanı, test odası girişini küçük kesit alanı ise kanat modeli kesit alanını temsil etmektedir. Test odası girişindeki hız sensörü frekans ölçeklidir. Daralan Nozülün geometrik yapısı gereği nozül giriş ve çıkış hava hızları aynı olmayacaktır. Test odasına girilen hız, manuel olarak rüzgâr tüneline girilmektedir. Nozül çıkış hava hızı/Kanat modeline hava giriş hızı ise süreklilik denkleminde hesaplanır. Nozül kayıplar ihmal edildiğinde ve nozül giriş-çıkış hava sıcaklığı sabit kabul edildiğinde termodinamik özellikler de sabit kabul edilecektir. Süreklilik denklemi aşağıdaki denkleme indirgenbilir.

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (5)$$

Kanat modelinin kesit alanı bilindiğine göre kanat modeline giren havanın hız değeri bulunur. Bu doğrultuda iki farklı hız sensörü ile yapılmıştır.

İki farklı kanat modeli içinde deneysel çalışma, 400 Watt, 600 Watt ve 800 Watt toplam sabit ısı akısı değerleri için yapılmıştır. Yalıtım katmanları sebebiyle test odası içerisindeki basınç kaybı değeri çok yüksektir. Bu durumda varsayılan hız değerinden daha düşük hızlarda testler yapılmıştır. Test odasının çevresi pleksi-glass levhalardan oluşmaktadır. Bu malzemenin dayanımı için test odasındaki hava sıcaklığının 50 °C'yi geçmemesi önerilmektedir. Bu sebepten ısı akısı değeri 800 Watt ile sınırlandırılmıştır.

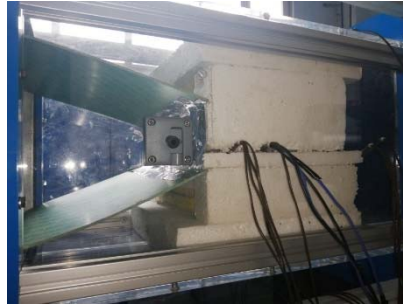
Deneysel çalışmada doğrulanması gereken bir diğer parametre ise ısı akısıdır. Isıtıcılardan geçen ısının doğruluğunu tespit etmek için en temel denklemlerden biri olan denklem 6 [2] kullanılır.

$$Q = m C_p \Delta T \quad (6)$$

(C_p değeri hava sıcaklığı değişimi az olduğundan dolayı 1006 J/kgK olarak sabit kabul edilmiştir.)

$$m = \rho A_k V_g \quad (7)$$

ΔT değeri ise test odası hava giriş ve test odasındaki hava çıkış sıcaklıkları arasındaki farktır. Kütleli debi test odası boyunca sabittir. Girişteki kütleli debi havanın yoğunluğu ve test odası kesit alanından hesaplanır. Hız değeri ise rüzgâr tüneline manuel olarak girilir. Kütleli debisi, Özgül ısısı ve sıcaklık farkı bilinen bir durumda ısı kapasite hesaplanabilir.

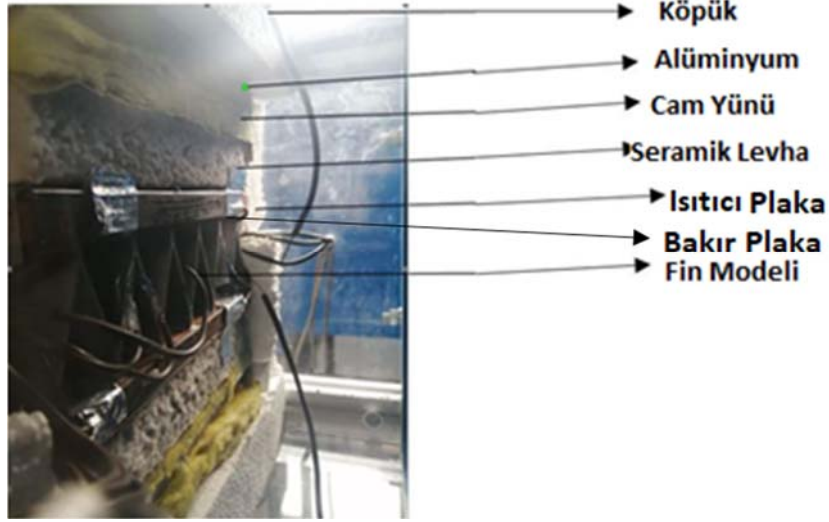


Şekil 5: Test Odası Yandan Görünümü

Farklı hava hızı ve farklı ısı akılarında yüzey sıcaklığı ve hava sıcaklığı değişkenlik göstermektedir. Test sırasında verilen hız değeri kütleli debi değerini bulmak için kullanılır. Test sırasında hesaplanan sıcaklık değerleri ve ıslak yüzey alanı değeri ile doğrulanmış ısı kapasite sonucunda deneysel ısı taşıma katsayısı değeri hesaplanır.

$$Q = h A_y \Delta T_{lm} \quad (8)$$

2.3 “Y” Kanat Modeli Deneysel Çalışması



Şekil 6: Test Modeli

Tablo 2: 400 Watt Test Sonuçları

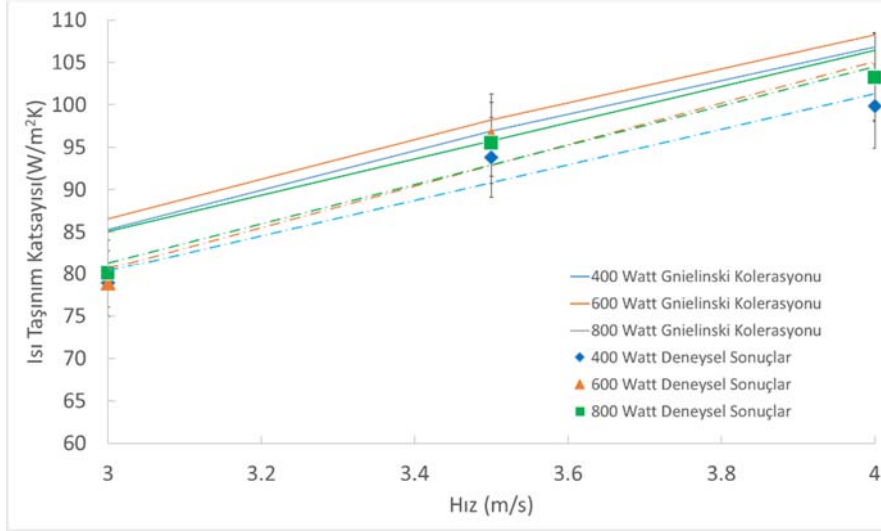
Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	85.32	78.88	398.59
3.5	6960	96.91	93.78	385.042
4	7980	106.82	99.84	392.47

Tablo 3: 600 Watt Test Sonuçları

Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	85.30	72.85	562.63
3.5	6960	96.80	96.44	594.06
4	7980	106.65	103.35	587.23

Tablo 4: 800 Watt Test Sonuçları

Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	85.53	80.05	798.69
3.5	6960	96.23	95.50	777.42
4	7980	106.97	103.20	775.66

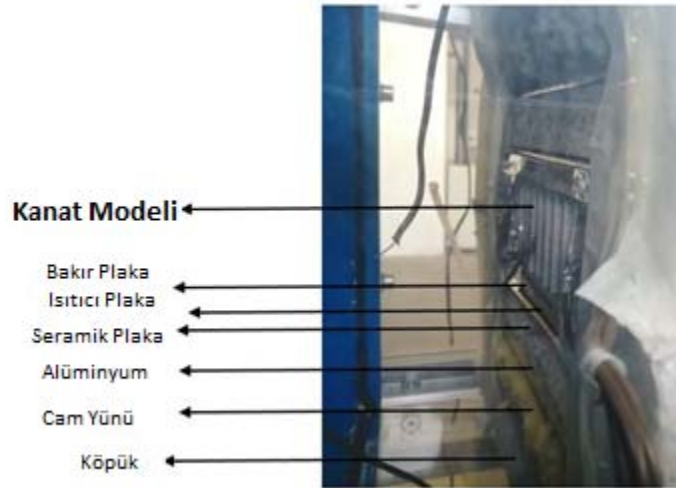


Grafik 2: Y Kanat Modeli Deney ve Yazılım Sonuçları Karşılaştırması

Test odasına gönderilen havanın hız değeri arttıkça kanal içerisindeki akışkanın Reynolds değerinin de artması sebebiyle boyutsuz bir sayı olan ve Reynolds sayısına bağlı olan Nusselt sayısının değeri artacaktır. Nusselt sayısının değerinin artması ile ısı taşınım katsayısının artması beklenmektedir. Farklı hızlara yapılan testlerde kanal içerisindeki hız değeri arttıkça, ısı taşınım katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Farklı ısı yüklerinde aynı hızlarda yapılan testler karşılaştırıldığında ise, verilen sabit ısı akısının ısı taşınım katsayısında ihmal edilebilecek bir düzeyde (0.32%) değişiklik yaptığı incelenmiştir. Bu durumda ısı taşınım katsayısının sisteme verilen ısı yükten bağımsız olduğu teyit edilmiştir.

2.4 Offset Kanat Modeli Deneysel Çalışması



Şekil 7: Test Modeli

Tablo 5: 400 Watt Test Sonuçları

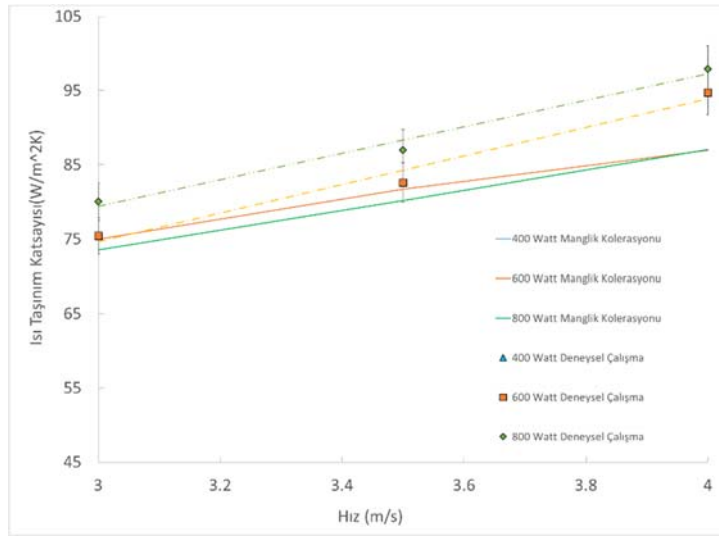
Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	74.19	68.32	398.59
3.5	6960	80.89	73.85	385.042
4	7980	87.77	88.08	392.47

Tablo 6: 600 Watt Test Sonuçları

Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	74.21	75.43	562.63
3.5	6960	80.9	82.6	594.06
4	7980	87.81	94.74	587.23

Tablo 7: 800 Watt Test Sonuçları

Hız (m/s)	Reynolds Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (MathCAD)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K) (Deneysel)	Hesaplanan Isı Kapasitesi (Watt)
3	6000	74.26	80.07	798.69
3.5	6960	80.99	86.99	777.42
4	7980	87.91	97.91	775.66

**Grafik 3:** Offset Kanat Modeli Deneysel ve Yazılım Sonuçları Karşılaştırması

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda Offset Kanat modelinin yazılım değerleri ile olan karşılaştırmaları yukarıdaki grafiklerde verilmiştir. Yapılan testlerin belirsizlik hataları eklendiğinde yazılımla paralel olduğu gözükmemektedir. Bu sonuçlar bize yapılan 1-B termal olarak hesaplanan ısı taşınım katsayısının verileri test sonuçları ile benzerlik göstermiştir.

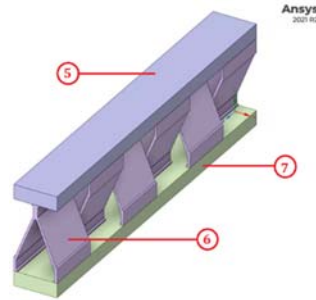
3. SAYISAL ÇALIŞMA

HAD çalışmaları 3 aşamalı olarak ilerletilmiştir. 1. Aşamada doğru çözüm model kurulumu ve ağ belirsizlik aşamalarını kapsamaktadır. 2. Aşama ise doğru ağ sayısı ile deney setlerinin analiz aşamasını kapsamaktadır. 3. Aşama ise yapılan tüm analizlerin değerlendirilmesi ve Test sonuçları ile karşılaştırılması aşamasıdır. Bu üç aşamalı durum her iki kanat modeli analizi için kullanılmıştır.

3.1 “Y” Kanat Modeli Sayısal Çalışma

3.1.1 Ağ Belirsizlik Analizleri Ve Doğru Model Kurulumu

Bu aşamada test tüneli içerisinde bulunan geometri bilgisayar fiziksel özelliklerinin izin verdiği ölçüde modellenerek indirgenmiştir. Bu aşamalar sonucunda ise şekil 8 de ki gibi ilerletilmiştir.

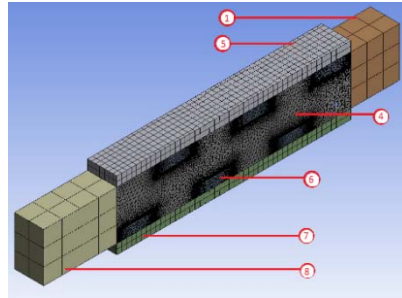


Şekil 8: Y Kanat Modelinin 3B Tasarımı

Model üzerinde bulunan numaralar tablo 8 de açıklanmıştır.

ANSYS-FLUENT® in bir özelliği olan Simetri atama özelliği kullanılarak, çözüm alanının sağdan ve soldan tekrar edecek şekilde modellenmiştir.

Yapılan ağ belirsizlik analizlerinde öncelikle çarpıklık değerine bağlı olarak 65 Milyon ağ den 14 Milyon ağ sayısına indirilmiştir. İkinci durumda ise 14 Milyon ağ yapısından 2.6 Milyon ağ yapısına ΔT ve ısı taşınım katsayısına bağlı olarak indirgenmiştir. Optimum ağ yapısı şekil 9 da belirtilmiştir.



Şekil 9: Y Kanat İçin Optimum Ağ Yapısı

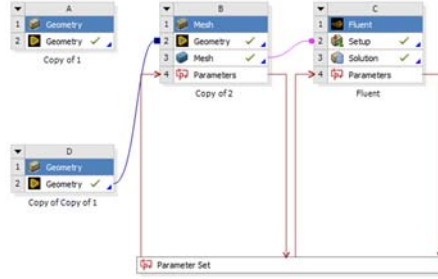
Tablo 8: Numaraların Açıklamaları

1	Giriş
2	Çıkış
3	Özelleştirilmiş Hava Giriş Alanı
4	Özelleştirilmiş İç Alan
5	Üst Bakır Plaka
6	Kanatlar
7	Alt Bakır Plaka
8	Özelleştirilmiş Hava Çıkış Alanı

3.1.2. Sınır Şartlarının Analizi

Belirlenen ağ sayısından sonra analizler tünelde yapılan testlere benzeyecek şekilde kurgulanmıştır. Bu aşamada Bakır plakaların üzerine sabit ısı akısı tanımlanmıştır.

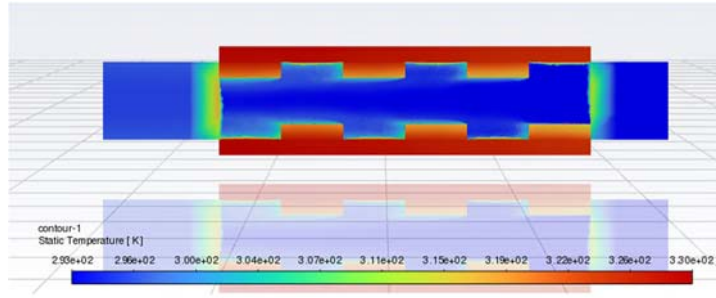
Kurgulanan analiz şemasının görseli aşağıda bulunmaktadır.



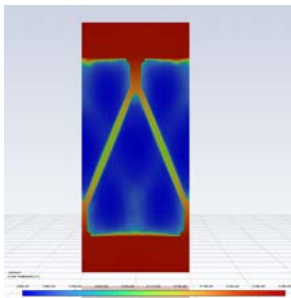
Şekil 10: Analiz Kurgusu

3.1.3. Sonuçların Değerlendirilmesi

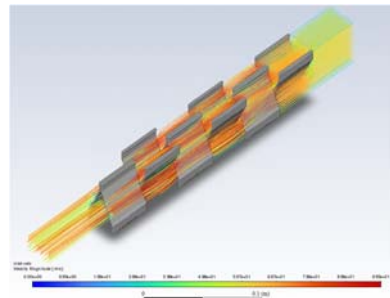
Şekil 11'de sıcaklık profili ve hız profilleri görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 11: (a) Orta Düzlemden Alınan Sıcaklık Profili, (b) Ön Düzlemden Alınan Hız Dağılımı, (c) Hız Dağılım Profili

Tüm bu çözümlerden sonra çıkan sonuçlar aşağıda bulunan tablo 9 da ifade edilmiştir.

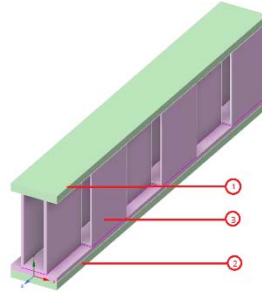
Tablo 9: HAD Sonuçları

400 Watt	3	3.5	4	Hız (m/s)
	77.67	86.03	97.74	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
600 Watt	3	3.5	4	Hız (m/s)
	76.99	86.05	97.73	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
800 Watt	3	3.5	4	Hız (m/s)
	77.66	86.05	97.73	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)

3.2 Offset Kanat Modeli Sayısal Çalışma

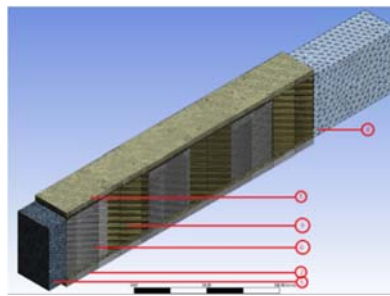
3.2.1 Ağ Belirsizlik Analizleri Ve Doğru Model Kurulumu

Bu aşamada test tüneli içerisinde bulunan geometri bilgisayar fiziksel özelliklerinin izin verdiği ölçüde modellenerek indirgenmiştir. Bu aşamalar sonucunda ise Şekil 14 de ki gibi ilerletilmiştir

**Şekil 12:** Offset Kanat Modelinin Bilgisayar Ortamında Çizimi

ANSYS-FLUENT®'in bir özelliği olan Simetri atama özelliği kullanılarak, çözüm alanı sağdan ve soldan tekrar edecek şekilde modellenmiştir.

Çarpıklık, ağ kalitesi ve açıklık oranı değerine göre 1,5 Milyon ağ sayısına indirilmiştir. Optimum ağ yapısı Şekil 13'de belirtilmiştir.

**Şekil 13:** Offset Kanat İçin Optimum Ağ Yapısı**Tablo 10:** Numaraların Açıklamaları

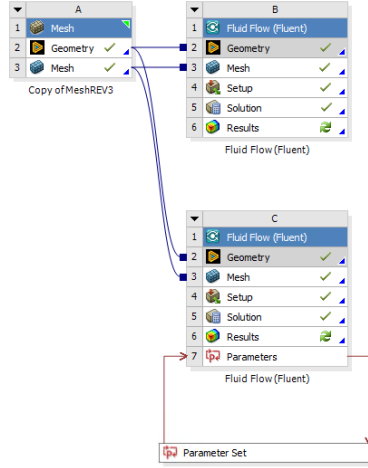
1	Üst Bakır Plaka
2	Alt Bakır Plaka
3	Kanatlar
4	Özelleştirilmiş Hava Giriş Alanı
5	Özelleştirilmiş Hava Çıkış Alanı
6	Özelleştirilmiş İç Alan

3.2.2. Sınır Şartlarının Analizi

Önce akış çözdürülerek akış çizgilerinin doğrusalılığı incelenmiştir. Akış hacmi çözdürüldükten sonra ısı transferi modeline geçilmiştir.

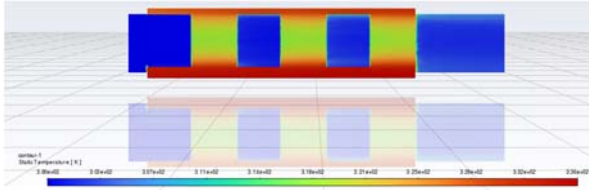
Bu aşamada Bakır plakaların üzerine sabit ısı akısı tanımlanmıştır.

Kurgulanan analiz şemasının görseli aşağıda bulunmaktadır.

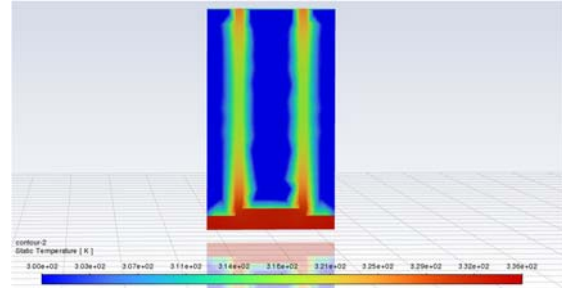


Şekil 14: Offset Kanat İçin Kurgulanan Analiz Şeması

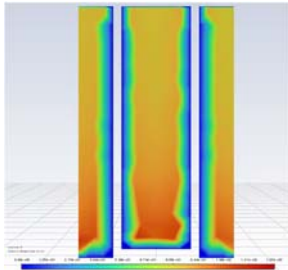
3.2.3. Sonuçların Değerlendirilmesi



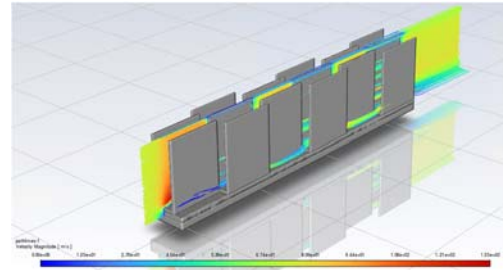
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 15: (a) Offset Kanat İçin Orta Düzlemden Alınan Sıcaklık Profili, (b) Ön Düzlemden Alınan Sıcaklık Profili, (c) Ön Düzlemden Alınan Hız Dağılımı, (d) Hız Dağılım Profili

Tablo 11: Offset Kanat İçin HAD Sonuçları

400 Watt	4	3.5	3	Hız (m/s)
	88,96	79,19	69,83	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
600 Watt	4	3.5	3	Hız (m/s)
	88,95	79,19	69,83	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
800 Watt	4	3.5	3	Hız (m/s)
	88,95	79,19	69,83	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)

3.3. Sayısal Analizlerin Doğruluğu

Yapılan analizlerin sonuçları iki şekilde doğrulanmıştır. Doğrulama yöntemlerinden ilki matematiksel ve fiziksel olarak değerlendirilmesidir. İkinci değerlendirme şekli ise rüzgâr tüneline yapılan test sonuçlarıdır.

3.3.1. Matematiksel Ve Fiziksel Olarak Değerlendirme

Yapılan analiz sonuçlarının çıktılarını Sıcaklık değişimi ve ısı taşınım katsayısı olacak şekilde kurgulanmıştır.

$Q = \dot{m} C \Delta T$ ile hesap yapıldığında 400 Watt için değerleri karşıladığı görülmüştür. Aynı şekilde ısı taşınım katsayısı hesaplama ile ilgili yazılmış makalelerde ısı taşınım katsayısının nasıl hesaplanacağı da yazılmıştır. Bu hesaplar çerçevesinde diğer Watt değerleri ile tekrar edilen HAD çalışmalarının beklenen değerlere yakın sonuçlar ürettiği tespit edilmiştir.

Fiziksel olarak kontrol aşamasında ise hız vektörleri sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Yukarıda bulunan sıcaklık faktörünü incelediğimizde bakır plakaların kanatlara temas eden kısımlarında sıcaklık değişimini görmemiz gerekmektedir. Aynı şekilde kanatların aralarından geçen akışkanın da sonuna doğru ısınması gerekmektedir.

Bütün bunları değerlendirdiğimizde çözümün doğru kurgulandığı düşünülebilir.

Ayrıca ısı transferinin temel taşlarından biri olan farklı Watt değerlerinde aynı debilerde tekrarlanan analizlerde ısı taşınım katsayısının değişmemesi gerekir olgusunu da sağlamaktadır.

3.3.2. Rüzgâr Tüneli Test Sonuçları İle Karşılaştırma

HAD Analizleri ile birlikte üretilen sonuçlar gerçek test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Rüzgâr tüneline testlerinde elde edilen değerler HAD sonuçlarını doğrulamak için kullanılmıştır. Bu raporun ilgili kısımlarında da daha detaylı olarak açıklanan deney sonuçları ile HAD sonuçları arasında kabul edilebilir seviyede farkların olduğu fark edilmiştir.

Bu kabul edilebilir fark ise şu şekilde tanımlanmıştır. Deneyler sonucunda üretilen ısı taşınım katsayıları ve yazılımın ürettiği ısı taşınım katsayısı ile HAD sonucunda üretilen ısı taşınım katsayısının mutlak farkın yüzdesi yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Bu fark değerinin her birisi için %15'i geçmeyecek şekilde belirlenmiştir. Ortalama hata hesabında ise %10'u geçmeyecek şekilde belirlenmiştir.

HAD üzerinden ısı taşınım katsayısı iki farklı şekilde okunmuştur. İlk yöntem rüzgâr tüneline içerisinde kullanılan düzeneğin üzerine yerleştirilen sensörlerin olduğu yerlere nokta atandı. Bu noktalar ile sıcaklık değerleri okundu. Bu sıcaklık değerleri ile matematiksel formüller kullanılarak ısı taşınım katsayısı hesaplandı. Bu yöntem teorik hesaplama denildi.

İkinci yöntem ise HAD hesaplama programı içerisinde yer alan ilgili formüller kullanılarak programın bir çıktısı olarak değerler okunmuştur. Bu yöntem ise HAD Hesaplaması ismi verildi.

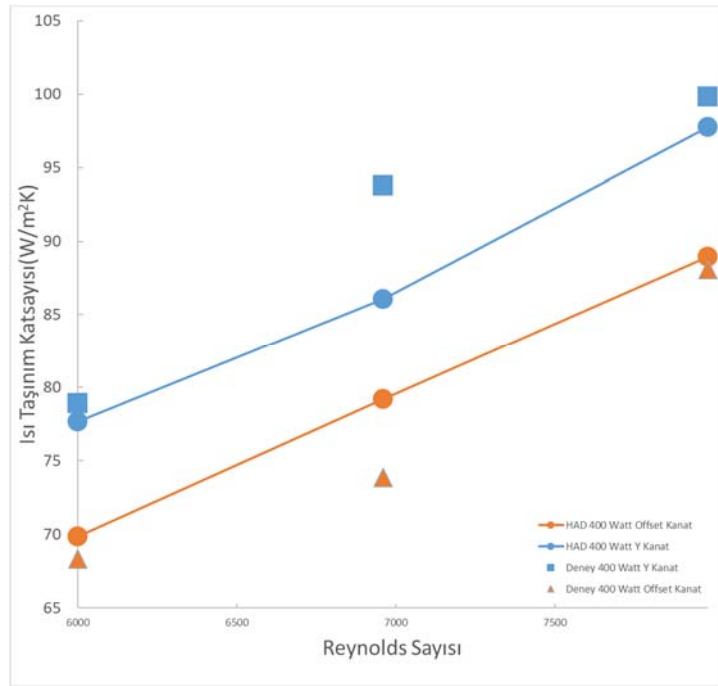
HAD programı içerisinde iki farklı şekilde okunan bu değerler karşılaştırıldığında ortalama %2'lik sapma en fazla ise %10'luk bir sapma olduğu görülmüştür.

Deney ile HAD hesabı karşılaştırıldığında ortalama %2 en fazla %8'lik sapma olduğu görülmüştür.

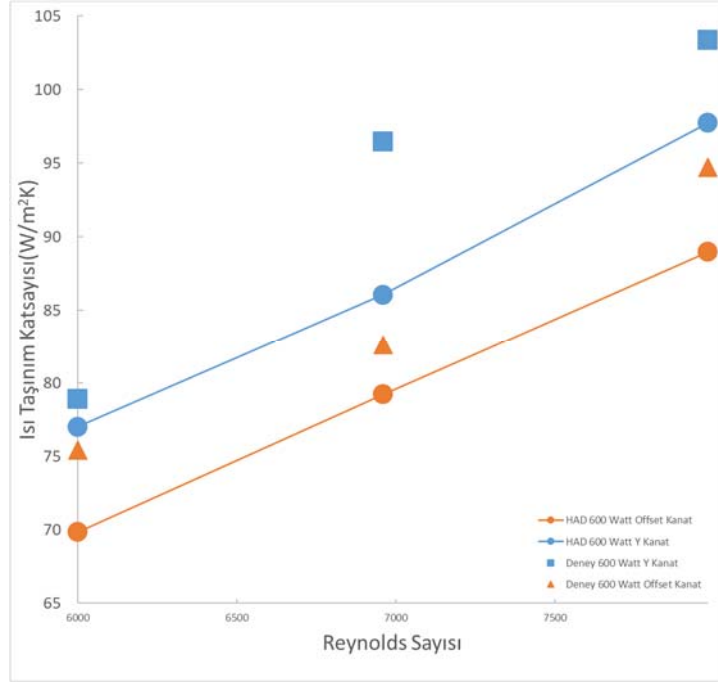
4. SONUÇ

Bu çalışmada Y kanat modeli ve Offset kanat modelinin deneysel ve HAD sonuçları değerlendirilmiştir. Üç farklı hız değerleri için yapılan deneysel çalışmalarda Y kanat modelinde ısı taşınım katsayısının Offset kanat modeline göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu değerlendirme bütün sabit ısı akısı değerleri için aynı sonucu vermektedir. Y kanat modelindeki ısı taşınım katsayısının Offset kanat modelinden daha yüksek olması durumu ısı akısından bağımsız olduğu görülmüştür. Isı akısı değeri yükseldikçe Y kanat modelinin ısı taşınım katsayısı Offset kanat modeline göre yüksek olsa da arasındaki ısı taşınım katsayısı farkı azalmaktadır. Y kanat modelinde düşük sabit ısı akılarında Y kanat modelinin daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.

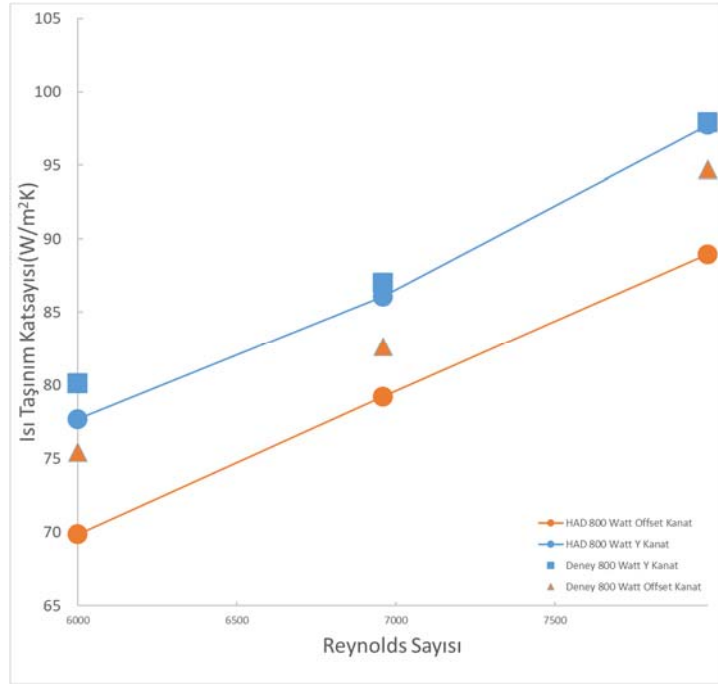
HAD çalışmasının sonuçlarının ise deneysel çalışmalar ile benzerlik gösterdiği incelenmiştir. HAD çalışmalarında üç farklı hız ve üç farklı sabit ısı akısı değerlerinde Y kanat modelinin ısı taşınım katsayısının Offset kanat modelinden yüksek olduğu görülmüştür.



Grafik 4: 400 Watt İçin Offset-Y Kanat HAD ve Deney Sonucu



Grafik 5: 600 Watt İçin Offset-Y Kanat HAD ve Deney Sonucu



Grafik 6: 800 Watt İçin Offset-Y Kanat HAD ve Deney Sonucu



TERİMLER

- A – alan, m^2
 v – Hız, m/s
 m - Kütleli Debi kg/s
 C_p - sabit basınçta özgül ısıma ısı, $J/(kg \cdot ^\circ C)$, $J/(kg \cdot K)$
 D_h – hidrolik çap, m
 ρ – öz kütle, kg/m^3
 k – termal iletim katsayısı, $W/(m \cdot ^\circ C)$, $W/(m \cdot K)$
 L, l – uzunluk, m
 Nu – Nusselt sayısı, boyutsuz
 t – ısı değiştiricisi kanalları arası duvar kalınlığı, m
 Q – ısı geçişi, W
 q – ısı akısı, W/m^2
 T – sıcaklık, $^\circ C$, K
 Re - Reynolds Sayısı, boyutsuz
 l – kanat uzunluğu
 s – kanat hatvesi
 t – kanat et kalınlığı
 h – kanat yüksekliği
 α – ortalama termal geçirgenlik katsayısı, boyutsuz

ALT İNDİS

- g - giriş
 k - kesit alanı
 y - yüzey alanı
 lm - logaritmik sıcaklık

KAYNAKLAR

- [1] V. Gnielinski, On heat transfer in tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer
- [2] Incropera, F., DeWitt, D. (2002): Introduction to Heat Transfer, 4th ed., Wiley, NewYork.
- [3] Sahiti, N. Durst, F. and Dewan, A. (2005a): Heat Transfer Enhancement by Pin Elements, Int. J. Heat Mass Transfer, pp. 4738-4747.
- [4] Ya-Ling He, Song-Zhen Tang, Wen-Quan Tao, Ming-Jia Li, Fei- Wang (2019): A general and rapid method for performance evaluation of enhanced heat transfer techniques, Int. J. Heat Mass Transfer, 145 118780.
- [5] Hannes Fugmann, Eric Laurenz and Lena Schnabel (2019), Multi-Dimensional Performance Evaluation of Heat Exchanger Surface Enhancements, Energies 2019, 12, 1406; doi:10.3390/en12071406
- [6] Francesco Nicolò Ponzio, Alessandro Tamburini, Andrea Cipollina, Giorgio Micale, Michele Ciofalo, Experimental and computational investigation of heat transfer in channels filled by woven spacers, International Journal of Heat and Mass Transfer 104 (2017) 163–177
- [7] Okbaz, Abdulkarim & Onbaşıoğlu, Huseyin & Olcay, Ali & Pinarbasi, Ali. (2017). Investigation of Louvered Fin Heat Exchangers Performance via Experimental and Computational Fluid Dynamics Approach. Engineer and Machinery. 58. 41-55
- [8] Cengel, Yunus A., and Afshin J. Ghajar. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. 5th ed., McGraw-Hill Professional, 2014.
- [9] Raj M. Manglik, Arthur E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger

ÖZGEÇMİŞ

Oğuz KILIÇ

2020 yılında, Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden lisans derecesini almıştır. 2021 yılından itibaren İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Akış Programında yüksek lisans eğitimini sürdürmektedir. Eylül 2021 yılından itibaren Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş. firmasında Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. Isıtma, soğutma, iklimlendirme, ısı değiştiricileri, ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve termodinamik alanında çalışmalar yapmaktadır.

Ferhatcan BAŞ

Ferhatcan BAŞ 1998 yılında Trabzon'da doğdu. 2017 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı, 2021 yılında mezun oldu. 2019 yılında THY Teknik A.Ş. de yaz stajını yaptı. 4. Sınıfta CFD Stajyer Mühendisi olarak çalışma hayatına başladı. Ekim 2021 den itibaren Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş. de AR-GE Mühendisi olarak çalışmaktadır. CFD, FSI ve FEA analiz projelerinde görev almaktadır. Isı değiştiricileri, ısı transferi, akışkanlar mekaniği gibi alanlarda çalışmalarına devam etmektedir.

Hüseyin ONBAŞIOĞLU

1990 yılında, İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezuniyeti ardından, 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında da doktora derecelerini almış; ardından 1999 yılında A.B.D. Urbana-Champaign kentinde, University of Illinois bünyesindeki ACRC Laboratuvarlarında 9 ay süre ile misafir araştırmacı statüsünde post-doktora çalışması yapmıştır. Onbaşıoğlu, 1992 yılında, İTÜ Makine Fakültesinde akademisyen olarak başladığı iş hayatına, 2002- 2010 yılları arasında Panel Sistem Soğutma Sanayi firmasında Ar-Ge Müdürü pozisyonunda devam etmiştir. Mühendislik alanındaki değişik konularda İstanbul, İzmir, Bursa, Carsege-Fransa, Pforzheim Almanya, Contanza-Romanya, Nürnberg-Almanya, Hannover-Almanya kentlerinde birçok seminer, eğitim ve çalışmalara katılmıştır. Isıtma, soğutma, güneş enerjisi sistemleri, v.b. konularda yurtdışı ve yurtiçi dergilerde 10'u aşkın yayın, makale ve bildirileri bulunan ONBAŞIOĞLU, Eylül 2010 Aralık 2014 tarihlerinde İZODER- Isı Su ses Yangın Yalıtımcıları Derneği bünyesinde Proje Yöneticisi olarak, birçok yurtiçi ve AB destekli proje yürütmüş, ortak olarak görev almıştır. Ocak 2015 yılında Friterm Termik Cihazlar San. ve Tic. A.Ş.'de Ar-Ge Bölüm Müdürü olarak göreve başlayan Onbaşıoğlu halen bu görevine devam etmektedir. Yabancı dil olarak çok iyi derecede İngilizce bilmektedir.