İnsansız Hava Araçlarında Kullanılan, Eklemeli İmalata Uygun Bir Yakıt Eşanjörünün Tasarımı için Deneysel ve Nümerik Metot Geliştirilmesi

Development of Experimental and Numerical Methods for the Design of a Fuel Heat Exchanger Suitable for Additive Manufacturing for Unmanned Aerial Vehicles

Dinçer TOPCU [*,1], Zafer GEMİCİ[1]

[*]: dincer.topcu@std.yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-7456-4314
[1]: *Makina Fakültesi/Makine Mühendisliği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye*
[1]: */Makina Fakültesi/Makine Mühendisliği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye*

Özet: Günümüzde otomotiv, savunma ve havacılık endüstrisinde daha kompakt, daha hafif ve daha verimli parçaların tasarımına yönelik çalışmaların önemi artan rekabet, artan enerji ve hammadde sıkıntıları ve artan müşteri beklentileri nedeniyle daha da önemli hale gelmiştir. Bu çalışmanın amacı geleneksel üretim metotlarıyla üretilen bir yakıt soğutucusu yerine, eklemeli imalat yöntemleriyle üretilebilen daha hafif ve daha yüksek performanslı bir hava soğutmalı yakıt soğutucusu geliştirebilmek için yapılacak deneysel çalışmalara yönelik bir altyapı oluşturmak, mevcut eşanjörler üzerinde nümerik analizler yapmak ve geliştirilecek eşanjör için bu modeli doğrulayarak farklı koşulların denenebilmesi için nümerik bir model oluşturmaktır. Buna göre çalışmada mevcut eşanjörün ve geliştirilen eşanjörün performansının ölçülebileceği bir deney tesisatı kurulmuştur.Test edilecek eşanjör bir rüzgâr tüneli içerisine yerleştirilmiş, farklı hava debisi uygulanabilecek şekilde çalışabilen bir fan konumlandırılmıştır. Hava hızı ve basınç düşümü hassas bir şekilde ölçülebilmektedir. Yakıt yerine ısı transfer yağı kullanılmış, sıcaklıkların 110 °C'ye çıkarılabilecek şekilde bir sirkülasyon sistemi kurulmuştur. Bu sayede yakıt tarafında istenen debi ve sıcaklık ayarlanabilmektedir.

Nümerik çalışmalarda ise mevcut ısı değiştiricisi hava tarafı ve su tarafı modellenerek performans analizlerine tabi tutulmuştur. Deney tesisatı kurulan yakıt soğutucu üç boyutlu olarak modellenmiş,sıcak ve soğuk akışkan aynı anda modellendiği HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerde iki farklı türbülans modeline göre sonuçlara ulaşılmış ve karşılaştırma yapılmıştır. Hava hızına bağlı ısı transferi, katı yüzeydeki ortalama sıcaklık ve hava tarafı basınç düşümleri belirlenmiştir.

Gerçekleştirelecek deneyler ve gelecek çalışmalar ile kompakt, daha hafif ve daha etkin ısı transferinin gerçekleştiği, eklemeli imalat metotlarıyla üretimi uygun araç soğutma sistemlerinde kullanılabilecek bir ısı değiştiricisi modeli sunulacaktır.

Anahtar Kelimeler— *Eklemeli imalat, İnsansız Hava Aracı, Yakıt Eşanjörü, Isı Transferi, Basınç Düşümü,Hava kanatçığı,HAD*

Abstract: Today, the importance of studies on the design of more compact, lighter and more efficient parts in the automotive, defense and aerospace industries has become more important due to increasing competition, increasing energy and raw material shortages and increasing customer expectations. The aim of this study is to create a basis for experimental studies to

develop a lighter and higher performance air-cooled fuel cooler that can be produced by additive manufacturing methods instead of a fuel cooler produced by traditional production methods.
It is to make numerical analyzes on a heat exchanger manufactured by traditional methods and to verify this model for the heat exchanger to be developed and to create a numerical model for testing different conditions.methods, to make numerical analyzes on existing heat exchangers and to validate this model for the heat exchanger to be developed. is to create a numerical model for testing different conditions. Accordingly, an experimental setup was established to measure the performance of the existing heat exchanger and the developed heat exchanger, and numerical studies were carried out to compare different geometries under different conditions. The heat exchanger to be tested is placed in a wind tunnel and fan that can operate in a way that different air flow rates can be applied is positioned. Air velocity and pressure drop can be measured precisely. Heat transfer oil has been used instead of fuel, and a circulation system has been established so that temperatures can be increased to 110 °C.
In numerical studies, the air side and water side of the existing heat exchanger were modeled and subjected to performance analysis. In numerical analysis, results were obtained and compared according to two different turbulence models. The heat transfer depending on the air velocity, the average temperature and pressure drops on the solid surface were determined by numerical analysis.
A heat exchanger model that can be used in vehicle cooling systems suitable for production with additive manufacturing methods, where more compact, lighter and more efficient heat transfer is realized, will be presented with the experiments to be carried out and future studies.

Keywords- *Additive Manufacturing, Unmanned Aerial Vehicle, Fuel Heatexchanger, Heat Transfer, Pressure Drop, Air fin,CFD,*

I. GİRİŞ

Bu çalışmada mevcut ısı değiştiricisinin ısıl ve hidrolik performansının ölçülebileceği bir deney tesisatı kurulmuştur. Deney sisteminde soğutucu akışkan olan hava sıcak akışkanın geçtiği borular etrafında konumlandırılacak kanatlar ve boru üzerinden geçerek soğutma işlemini gerçekleştirecektir. Deneysel çalışmanın yapılacağı rüzgâr tüneline sabitlenecek olan ısı değiştiricisi üzerinden farklı hava hızlarında ölçümler alınarak ısı transferi performansı ve basınç kaybı değerleri hesaplanacaktır.

Nümerik çalışmalarda ise mevcut ısı değiştiricisi hava tarafı ve akışkan tarafı modellenmiş ve ısı transferi performansı incelenmiştir. Literatürde hava ve akışkan tarafının modellendiği nümerik çalışmalar, sadece hava tarafının yada akışkan tarafının modellendiği çalışmalara göre daha azdır. Kurulan deney sisteminin ve nümerik çalışmalarının nihai amacı, kompakt, daha hafif ve daha etkin ısı transferinin gerçekleştiği, eklemeli imalat ile üretime uygun insansız hava araçları yakıt soğutma sistemlerinde kullanılabilecek bir ısı değiştiricisinin tasarlanmasıdır.

II. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde ‘’Printed Circuit Heat Exchanger’’(PCHE) ile ilgili ısı transferi ve basınç düşümünün incelenmesine yönelik birçok çalışma yapılmış ve farklı korelasyonlar önerilmiştir. Bu araştırmaların çoğu düz kanal, dalgalı (zikzak) kanal, S-şeklinde kesitli kanal vb. geometrilerin PCHE'lerin termal-hidrolik performansları üzerindeki etkilerine odaklanmıştır. Mevcut literatür sonuçlarına göre; trapezoidal, sinüzoidal ve üçgen kanal tabanlı PCHE'lerde bükülme konumları ve akış ayrımlarındaki ters akıştan dolayı daha yüksek basınç kaybı gerçekleştiği ve düz bir kanaldan daha iyi ısı transfer performansına sahip olduğu görülmektedir. PCHE'ler, enerji üretimi, kimyasal işleme ve petrol ve gaz endüstrileri gibi çeşitli alanlarda kullanılmaktadır.

Seung Yeob Lee vd. [1] yaptıkları çalışmalarında geleneksel zikzak tipi PCHE'nin

performansını artırmak için düz kanal ile yeni bir zikzak kanal tabanlı PCHE önermişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar yeni tasarlanan 1 mm düz kanalın ısı transfer özelliğinin zikzak kanalınkine benzer olduğunu, ancak hacim verimlilik faktörünün geleneksel zikzak tipi PCHE'den %26-28 daha yüksek olduğunu göstermektedir. Ma T. ve arkadaşları [2] zikzak kanalları olan bir PCHE'yi araştırmış, önerdikleri zikzak kanalı profilinin PCHE'nin ısı transfer performansını %85'e kadar arttırdığını göstermişlerdir. S.M. Lee ve K.Y. Kim [3], akış kanalında yay şeklindeki çıkıntılara sahip PCHE'nin ısı transfer performansını arttırdığını bildirmiştir. Lee ve arkadaşları [4], zikzak kanallı çift yüzlü bir PCHE'nin optimizasyon çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre zikzak kanalların PCHE'nin ısı transfer performansını arttırmasına rağmen, zikzak tipi PCHE'nin basınç düşüşü yüksek kütle akış hızlarında dikkate alınacak seviyede artmaktadır. Bu sorunu çözmek için Tsuzuki ve arkadaşları [5] S-şekilli bir PCHE sunmuşlardır. Aynı ısı transfer performansıyla, S-şekilli kanalın basınç düşüşünün zikzak kesitli kanalın beşte biri kadar olduğu sonucuna ulaşılmıştır. David Saltzman [6] ve arkadaşları havacılık sektöründe kullanılan standart bir soğutucu üzerine çalışma yapmıştır. Çalışmada temel standart soğutucu ile karşılaştırmak amaçlı farklı bir kanat geliştirilmiştir. Geliştirilmiş hava kanatlı soğutucu eşanjör, eklemeli imalat ve geleneksel imalat yöntemleriyle üretilmiş ve ısı transferi ve basınç düşümü açısından karşılaştırılmıştır. Geliştirilmiş kanat ile üretilen yeni soğutucu ısı transferi açısından %10 daha yüksek performansa sahiptir, ancak daha yüksek basınç kaybı oluşmaktadır. Ayrıca standart soğutucuya göre daha ağır bir ürün ortaya çıkmıştır.

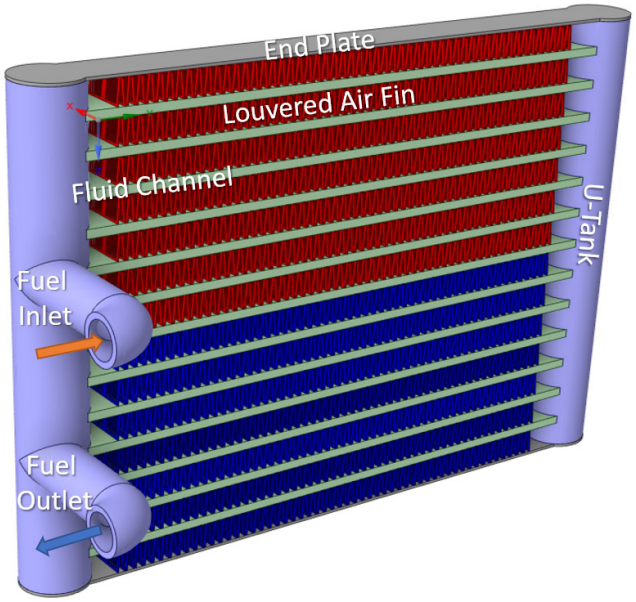
Xiang Zhang [7] ve arkadaşları yaptıkları CFD çalışmasında üç farklı kesitte (airfoil, dikdörtgen, konik kesitli) panjurlu hava kanatlarını ısı transferi ve akış performansı açısından karşılaştırmışlardır.Isı transfer ve akış performansını daha da iyileştirmek için panjur açısı (θ) 23°, 26° ve 29° ve panjur uzunluğu (Fl) sırasıyla 1,2 mm, 1,4 mm ve 1,6 mm olacak şekilde toplam on beş senaryo için simülasyon çalışması yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda airfoil profilli kanat geometrisinin θ = 23° ve Fl = 1,2 mm parametreleri ile en yüksek ısı transferi sonucuna ulaşılmıştır. Bir başka çalışmada ise Miftah Altwieba [8] ve arkadaşları bir ısı eşanjörünün kanatçık aralığı ve enine boyuna hatvelerinin etkisini incelemek için üç boyutlu CFD analizi gerçekleştirmiştir. CFD modeli deneysel çalışma ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Elde edilen veriler ile ±%10 hata bantları içerisinde Fanning ve Colburn sürtünme faktörleri için yeni korelasyon türetilmiştir. Ngoctan Tran ve Chi-Chuan Wang [9] yaptıkları çalışmada, düz borulu bir radyatörün hava tarafındaki ısıl performansını optimize etmek için kanat tipleri, kanatçık aralığı, kanatçık kalınlığı ve panjur açısı olmak üzere dört parametreyi sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmaya göre termal performansın kanatçık kalınlığı, kanatçık aralığı ve kanat tiplerinden önemli ölçüde etkilendiği bulunmuştur. Panjur açısının 0°'den 27°'ye çıkarılmasıyla termal performansın önemli ölçüde arttığı ancak panjur açısının 27°'den 40,5°'ye yükseltilmesiyle daha az artış sağlandığı görülmektedir. S.H. Habibian, Ali Mostafazade ve arkadaşları [10] içten yanmalı motorlu bir otomobilin radyatöründeki havanın ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemiştir. Radyatör hava tarafı kanatçık yapısında panjurlu, üçgen girdap üreteci ve dikdörtgen girdap üreteci olmak üzere 3 farklı tipte kanat modellenmiş ve düz kanatçık tipiyle karşılaştırılmıştır. Panjurlu kanadın diğer kanatçıklara göre en yüksek ısı transfer hızına sahip olduğunu ve düz kanatçıkla karşılaştırıldığında bunu %24,6'ya kadar iyileştirdiğini; ancak hava tarafı basınç düşüşünün %67,7 arttığı sonucuna ulaşmışlardır. V.P. Malapure [11] ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, kompakt ısı eşanjörlerinde panjurlu kanatçıklar ve düz borular üzerindeki akışkan akışı ve ısı transferi özelliklerinin sayısal olarak incelenmesi sunulmaktadır. Farklı panjur hatvesi, panjur açısı, kanat hatvesi ve boru hatvesi ile farklı geometriler ve farklı Reynolds sayıları için simülasyonlar yapılmıştır.Sonuçlar deney ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum gözlenmiştir.

Özet olarak literatür incelendiğinde eklemeli imalat yöntemleriyle kanat geometrisi geliştirilerek, ısı transferi performansını artırmaya yönelik çalışmalar çoğunluktadır. Çalışmalardan otomotiv ve havacılık sektörüne yönelik daha hafif bir eşanjörün geliştirilmesi

ve üzerinde optimizasyon çalışmalarının yapılması için hala açık bir alan olduğu görülmektedir. Bu nedenle yapılacak nihai çalışmada hava tarafı kanatçık geliştirilmesine yönelik araştırmalar yapılacak, eklemeli imalat ile üretim yöntemlerine uygun daha hafif, daha kompakt ve verimli bir tasarım üzerinde çalışma gerçekleştirilecektir. Literatürde incelenen birçok çalışmada ortaya çıkarılan ürünlerde ısı transferi açısından performansın iyileştiği, bunun yanında basınç düşümünün de arttığı görülmektedir. Gerçekleştirilecek çalışmada basınç düşümü de dikkate alınarak, bu iki parametre açısından optimum tasarım ile deneysel çalışmalar yapılacaktır. Bu çalışmada ise söz konusu nihai çalışma için altyapı oluşturacak deney sistemi oluşturulmuş ve kapsamlı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir.

III. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Mevcut soğutucunun tasarımı, ısı transfer kapasitesi ve basınç düşümü hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelenecektir. Şekil 1'de mevcut soğutucu ve soğutucunun alt parçaları gösterilmektedir. Mevcut yakıt soğutucu U-akış tipinde bir kompakt soğutucudur. Geleneksel bir kompakt ısı değiştiricisi akışkanın giriş-çıkış yaptığı ve küçük kanallara ayrıldığı manifoltlar, kanallar ve hava kanatçıklarından oluşur. Mukavemet sağlamak ve karşılıklı iki manifoldu (tank) birbirine sabitlemek için ise son plakalar kullanılır.



Şekil 1 Yakıt Soğutucu 3B Model Gösterimi

Isı değiştirici tasarımında önemli parametrelerden birisi ısı transfer alanıdır. Isı değiştiricilerdefarklı kanatçık ve kanal geometrileri kullanılarak ısı transfer alanını artırarak ısı transferi kapasitesinin artırılması amaçlanmaktadır. Kanal ve kanatçık geometrileri sonucu ısı transfer kapasitesi belirlendikten sonra, ısı değiştiricide hava ve soğutma suyu basınç düşümü hesaplanmalıdır. Geometrideki değişiklikler basınç kaybını etkilemektedir.

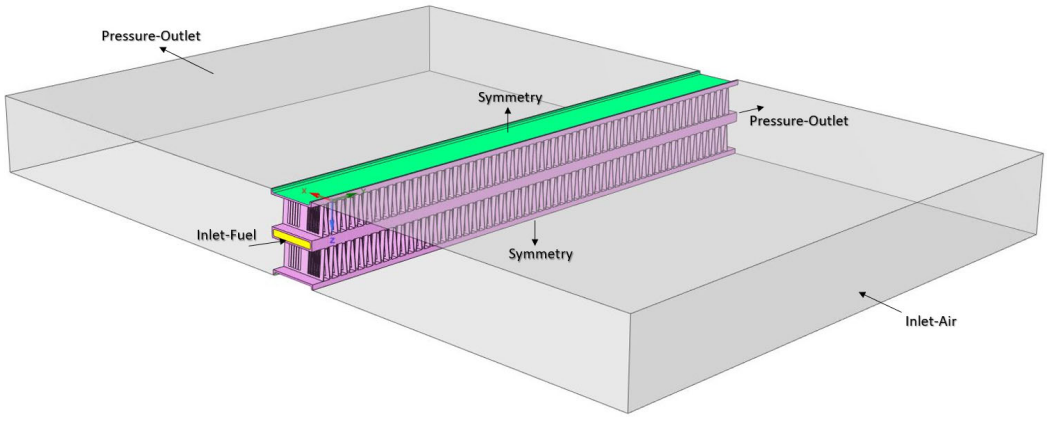
Kompakt ısı değiştiricileri, akışkanlarından en az birisi gaz olan ve tipik olarak birim hacimdeβ>700 (m^2/m^3) bir ısı geçiş yüzey alanı olan ısı değiştiricileridir.

Isı değiştiricisinde ortam havasına olan toplam ısı transferi ve basınç düşümü nün hesaplanmasında boyutsuz sayılar Reynolds sayısı (Re), Nusselt sayısı (Nu), Prandlt sayısı, Stanton sayısı ve sürtünme faktörü (f) aşağıda Tablo 1'de ifade edilmektedir.

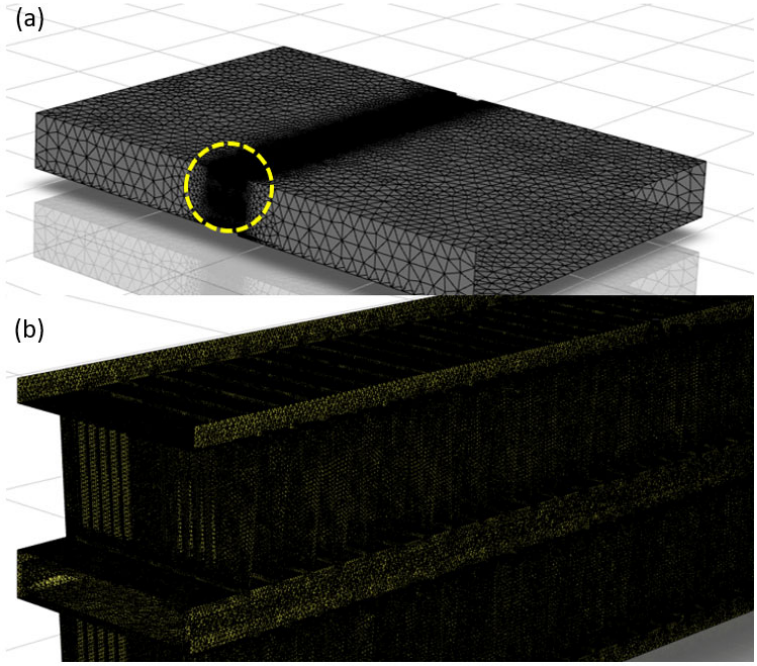
Tablo 1 Denklem Tablosu

$Q = \dot{m} c_P (T_Ç - T_G)$	1
$h = \frac{Q}{A \,.\, \Delta T_{LM}}$	2
$\Delta T_{LM} = \frac{(T_g - T_d) - (T_ç - T_d)}{ln \frac{T_g - T_d}{T_ç - T_d}}$	3
$u_{maks} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{min}}$	4
$Re = \frac{u_{maks} D}{\mu / \rho}$	5
$D = 4 \frac{L A_{min}}{A}$	6
$Nu = \frac{hD}{k}$	7
$Pr = \frac{\mu c_P}{k}$	8
$St = \frac{Nu}{Re\, Pr}$	9
$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{u_c{}^2}{2} \frac{A}{A_{Min}}}$	10
$j = StPr^{2/3}$	11

Isı değiştiricilerde basınç düşüşü ısı transferi performansı ile birlikte incelenmelidir. Literatürde genellikle ısı transferi ve basınç düşümü performansı j colburn faktör ve sürtünme katsayısı ifadeleri ile incelenmektedir. A_{min} hava tarafının minimum serbest akış alanı olduğu ve A'nın hava tarafının toplam yüzey alanı olduğu f faktörü Tablo 1'deki gibi yazılabilir.
Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü, ısı transfer oranını ve basınç düşüşünü karşılaştırmak için kullanılan boyutsuz sayılardır. Birimsiz olması nedeniyle farklı özelliklere sahip farklı ısı eşanjörlerini karşılaştırma şansı verir. Termal performans ile birlikte hava tarafı basınç düşüşü ile alakalı sonuçlar da incelenecektir.

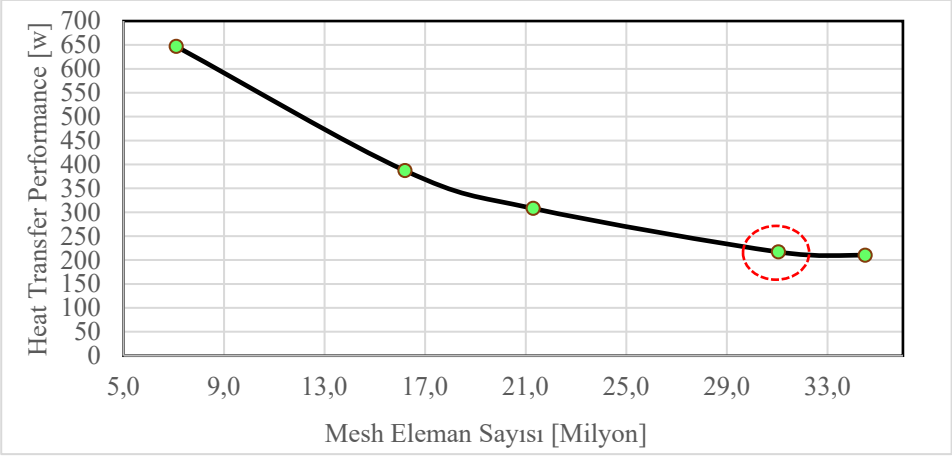


Şekil 2 HAD Sınır Şartları



Şekil 3 (a) Geometri Mesh Yapısı (b) Sıklaştırılmış Kanat Bölgesi Mesh Yapısı

Gerçekleştirilen analizlerde Fluent R 2021 yazılımı kullanılmaktadır. CFD analizlerinde çözüm süresini azaltmak amacıyla simetriden yararlanılarak bir akışkan kanalı ve temas halinde olan hava kanatçıkları modellenmiştir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak hava ve sıvı akışkan tarafı da çözüme dahil edilmiştir. Şekil 2'de CFD çalışmasında tanımlanan sınır şartları gösterilmektedir .
İki farklı türbülans modelinde gerçekleştirilen analizler sonuç kısmında karşılaştırılmıştır.



Grafik 1 Mesh Bağımsızlığı

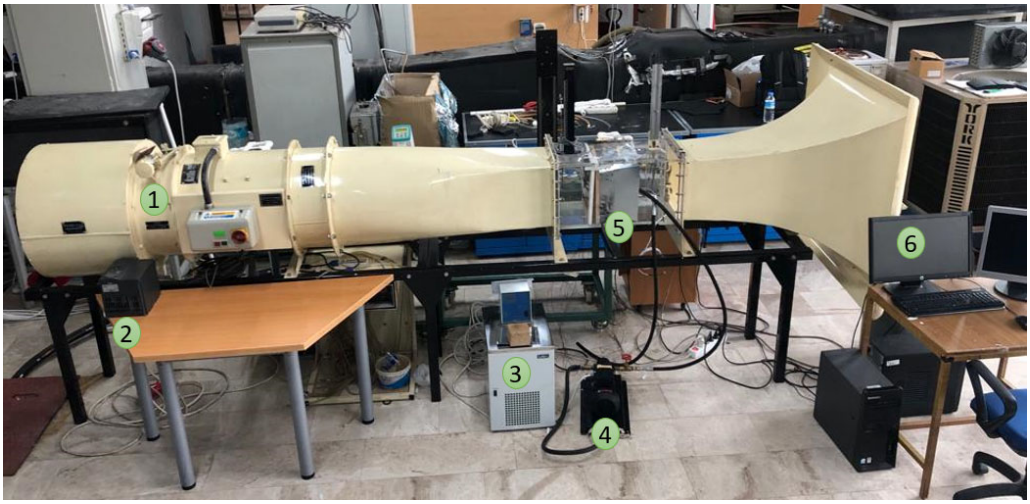
Şekil 3'de gösterildiği gibi kanal ve hava kanatçığına daha sık bir mesh yapısı uygulanmıştır. Ağ örgüsünden bağımsızlığı yakalamak için simülasyona 4 farklı ağ örgüsü oluşturulmuştur. Grafik 1'de gösterilen farklı sayıda mesh elemanları ile gerçekleştirilen analizler ile 31063064 elemandan oluşan ağ yapısıyla analizlere devam edilmiştir. Ağ örgüsü ortalama skewness değeri 0.25, maksimum skewness değeri 0.92'dir. Tam gelişmiş akışın elde edilebilmesi ve akışta giriş çıkış etkilerinin oluşmaması için hava tarafı hacmi yeteri kadar uzun tutulmuştur.

IV. DENEYSEL ÇALIŞMALAR



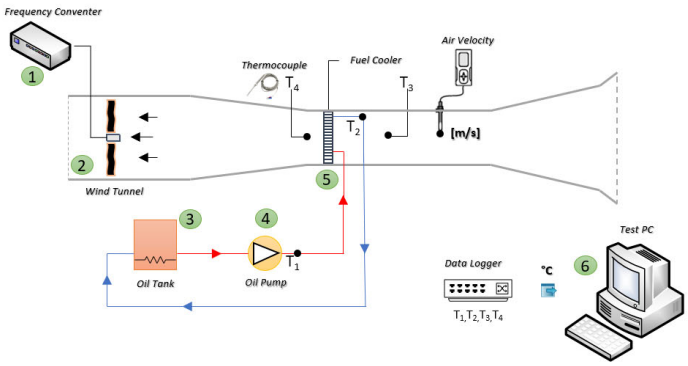
Şekil 4 Mevcut Yakıt Soğutucu

Nispeten yüksek sıcaklıklara çıkan yakıt gibi akışkanların soğutulmasında kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinin performans testlerinin yapılabilmesi için bir test sistemi kurulmuştur. Test sistemi Yıldız Teknik Üniversitesi Termodinamik laboratuvarında bulunan Şekil 5' de görülen rüzgâr tüneli üzerinde kurulmuştur. Düzenek ve ölçüm sistemine ilişkin şematik görünüm Şekil 6'da gösterilmiş ve tablo halinde ana ekipmanlar listelenmiştir.
Test sistemi dişli yağ pompası, datalogger, bilgisayar, ve akışkan şartlandırma ünitesinden oluşmaktadır. İlk deneyler mevcut İHA yakıt soğutucusu üzerinde yapılmıştır. Deneyler farklı koşullar için yapılacak ve geliştirilecek alternatif ısı değiştiricileri ile sonuçlar karşılaştırılacaktır.



Şekil 5 Rüzgâr Tüneli Test Düzeneği

Rüzgâr tünelinde soğuk akışkan olarak kullanılan ortam havası veya şartlandırılmış hava devri ayarlanabilen bir eksenel fan ile homojen bir şekilde ısı değiştiricisi üzerinden geçirilir. Belirlenen test senaryolarına göre ısı değiştiricisinin termal performansı ölçülmektedir. Radyatör kanal kesit alanına akışın homojen yönlendirilmesi için bir davlumbaz yapısı deney sistemi için imal edilmiştir. Şekil 4'de mevcut ısı değiştirici ve davlumbaz yapısı gösterilmektedir.



1	Fan Frekans Konventörü
2	Rüzgar Tüneli
3	Yağ Tankı (Şartlandırma Ünitesi)
4	Yağ Pompası
5	Test Eşanjörü
6	Veri Toplama Bilgisayarı

Şekil 6 Test Düzeneği Şematik Gösterimi

V. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Test düzeneği, birbirinden bağımsız 2 akış sisteminden oluşmaktadır. Sıcak akışkan olan ısı transfer yağı, bir dişli pompa vasıtası ile kompakt ısı değiştiricisine aktarılmakta ve tekrar yağ tankına geri dönüş yaparak çevrimini tamamlamaktadır. Bu hat üzerinde yağ debisi ayar vanası, yağ sıcaklığını şartlandırmak için bir banyo bulunmaktadır. Deney düzeneğinde hidrolik devrede yüksek basınç ve sıcaklığa dayanıklı yağ hortumları kullanılmıştır.

Soğuk akışkan olan ortam havası rüzgâr tüneli içerisinde hava akışını sağlayan fan vasıtası ile ısı değiştiricisi üzerinden geçirilmektedir. Rüzgâr tünelinde kullanılan eksenel fanın hızı frekans konvertörü ile kontrol edilmektedir. Her iki hat için ortak eleman kompakt ısı değiştirici olan yakıt soğutucusudur.

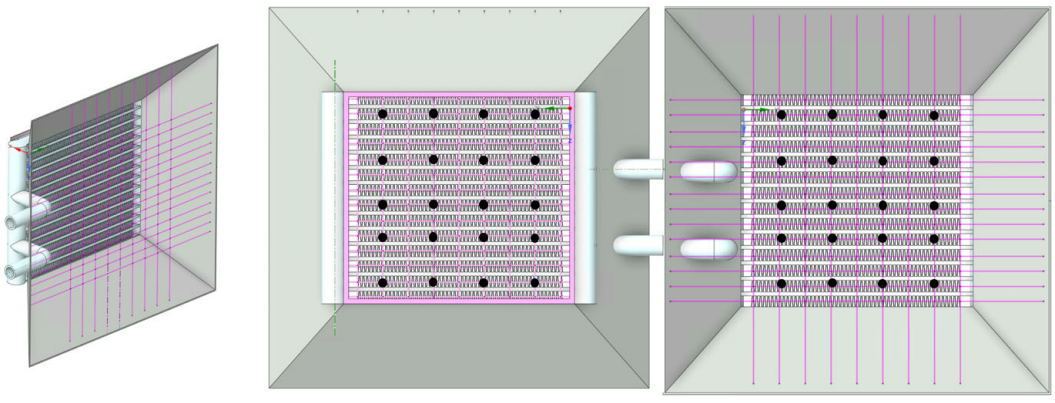
Test düzeneğine ait veri toplama ve ölçüm sistemi Tablo 2'de verilmiştir. Rüzgâr tüneli giriş bölmesinde hava akışını düzgünleştirmesini sağlayan difüzör bölümü bulunmaktadır.

Tablo 2 Deney düzeneği cihaz ve ekipman listesi

Cihaz/Ürün	Teknik Özellik	Görsel
Hız Ölçer	Testo 440 (± (0,03 m/sn + %4))	
Akışkan Şartlandırma Ünitesi	Labo DX-400	
Dişli Yağ Pompası	Hugepump DT201	
Datalogger	Agilent 34970A	
Fan Frekans İnventörü	Siemens MicroMaster 420 (0.12-11 kW)	

Bilgisayar	HP	
Termoeleman (RTD)	Watlow (± %1)	
Termoeleman (T Tipi)	TermoElectric NN 24 (TT± %0,25)	
Yağ Hortumu	SAE J30 R6 110°C	

Test bölmesi yakıt soğutucusunun yerleştirileceği bölümdür. Bu bölüm 30,6 cm x 30,6 cm kesitinde ve 60 cm uzunluğunda, pleksiglas malzemeden yapılmıştır. Sistemdeki şartlandırma ünitesi yağ ile doldurulmakta ve istenilen sıcaklıkta yağ dişli pompa vasıtası ile yakıt soğutucuya gönderilmektedir. Test akışkanı yakıt soğutucudan tekrar yağ tankına geri gönderilir ve sistem bu şekilde sirküle olur. Hava tarafı sıcaklık ölçümleri için soğutucu ön ve arka tarafına konumlandırılan bir tel örgü üzerine termo elemanlar yerleştirilmiştir. Akışkan ortalama sıcaklığı olarak aynı kesitten birçok noktadan alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması kullanılacaktır. Tel örgü sistemi ve termoeleman konumları Şekil 7'da gösterilmektedir. Rüzgâr tüneli hava hızı Testo-440 hızölçer test cihazı ile yine birçok noktadan ölçülmekte ve ortalaması alınmaktadır. Test akışkanı şartlandırma ünitesinde istenilen sıcaklığa (80°C − 110°C) ulaştıktan sonra soğutucuya dişli pompa ile gönderilmektedir. Sistemde yakıt soğutucusu girişine ve çıkışına yerleştirilen RTD termoelemanlar ile sıcaklık ölçümü gerçekleştirilmektedir. Bu esnada rüzgâr tünelindeki fan çalıştırılarak ortam havası soğuk gaz akışkan olarak yakıt soğutucusuna gönderilir. Böylece ortam havası ile yakıt soğutucusundaki test akışkanı arasında ısı alışverişi olur.



Şekil 7 Termoeleman Konumları

Deneysel çalışmada endüstriyel proseslerde sıklıkla kullanılan PO Heat Transfer Oil 32 ısı transfer akışkanı kullanılmaktadır. Deney sisteminde kullanılacak olan yağ ile ilgili vizkozite bilgileri ve termal özellikleri Tablo 3'de belirtilmiştir. Parafinik esaslı baz yağlarla üretilen, çelik ve bakır üzerinde korozif etkisi olmamakla birlikte oksidasyona direnci yüksek bir yağdır. Kapalı sistemlerde 315 °C, açık sistemlerde 200 °C çalışma sıcaklığına kadar kullanılabilen termal iletkenliği yüksek bir üründür.

Tablo 3 Deney akışkanı özellikleri

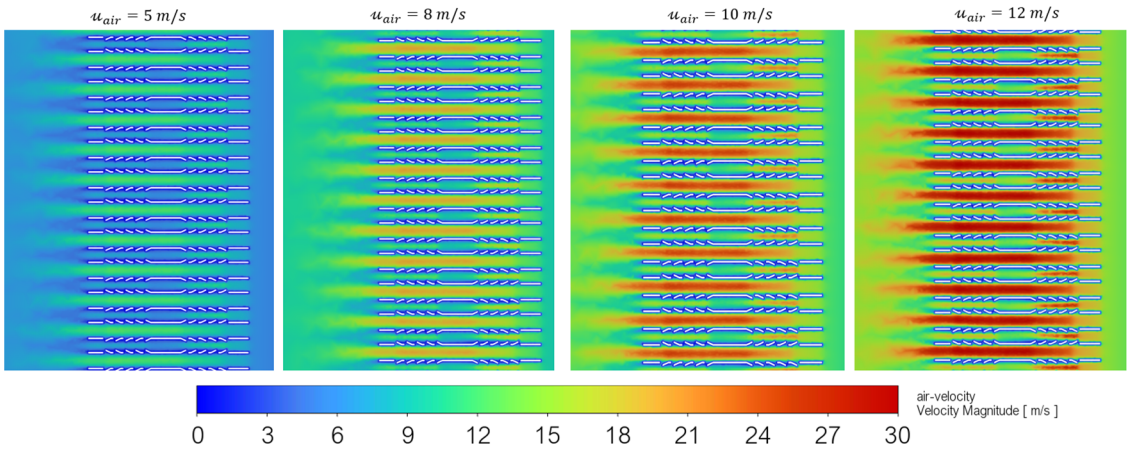
ISO Viskozite Sınıfı		*32*
Yoğunluk, @ 15°C g/ml	ASTM 4052	0,872
Kinematik Viskozite 40°C'de mm^2/s	ASTM D-445	32,18
Kinematik Viskozite 100°C'de mm^2/s		5,43
Viskozite İndeksi	ASTM D-2270	102
Termal İletkenlik $W/m^2°C$	@50°C - 100°C	0.130-0.127
Özgül Isı Kapasitesi kj/kgK	@50°C - 100°C	2.05-2.26

VI.TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada mevcut hava tarafı kanatçıkları ve akışkan kanalı ile alakalı 14 farklı CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Hava hızı 3-5-8-10-12-15-18 m/s olacak şekilde artırılmış,kanal içi akışkan hızı her analiz için sabit 1 m/s alınmıştır.Tekrarlanan analiz sonuçlarında ısı transferi ve basınç düşümü değerleri incelenmiştir. Analizlerde kanal içi akışkan olarak diesel-liquid akışkanı kullanılmış ve özellikleri standart olarak Fluent akışkan kütüphanesindeki değerler olarak bırakılmıştır.

Literatürdeki çalışmalarda 0-1500 Reynolds sayısı aralığında çalışmalar görülmektedir. Hem literatür hem de gerçek çalışma şartları yakıt hızı değerleri ele alınarak bu çalışmada ilk olarak iki farklı türbülans modeli ile yapılan analiz sonuçları incelenmiştir. İlk olarak literatürde de sıklıkla kullanıldığı görülen k-epsilon türbülans modeli ile analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan diğer türbülans modeli ise k-omega SST türbülans modelidir.

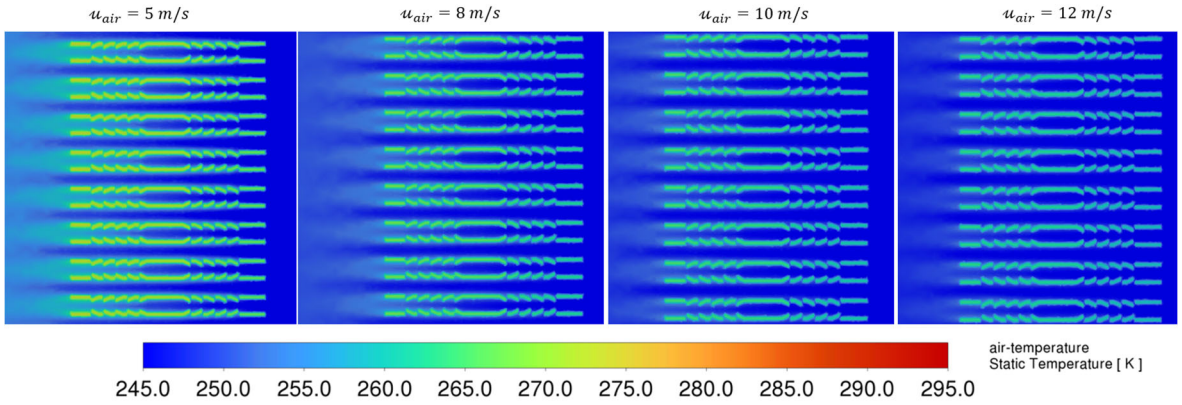
Literatürü incelediğimizde k-omega SST türbülans modeli sınır tabaka yaklaşımı k-epsilon türbülans modelinde göre doğruluğu daha yüksek sonuçlar vermektedir. k-epsilon türbülans modeli ise serbest akış çözümlerinde k-omega türbülans modeline göre daha doğru çözümleme yapmaktadır.k-omega SST ise bu iki modelinin birleştirilmesi ile ortaya çıkan bir türbülans modelidir.[12]



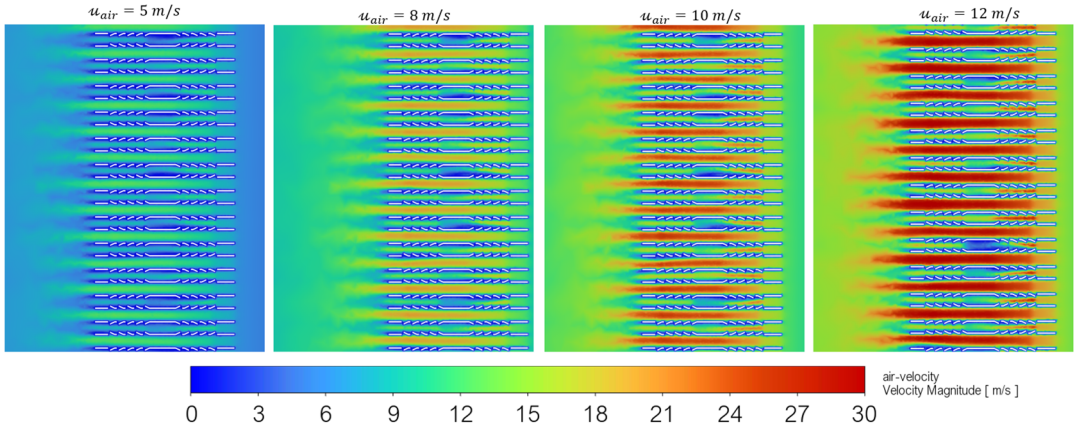
Şekil 8 Kanat Çevresi Hava Hızı Dağılımı k-epsilon

Şekil 8 ve Şekil 9'da hava hızı değişimine göre kanat çevresindeki hava hızı ve hava sıcaklığını gösteren kesit görsellerine yer verilmektedir. Hava hızı arttıkca kanat çevresindeki sıcaklık değişiminin etkisinin azaldığı görülmektedir. k-omega SST türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizlerde Şekil 10 ve 11'deki benzer kesit görselleri incelendiğinde ise kanat çevresi sıcaklıklarının daha homojen dağıldığı ve etki alanının genişlediği görülmektedir. Yine

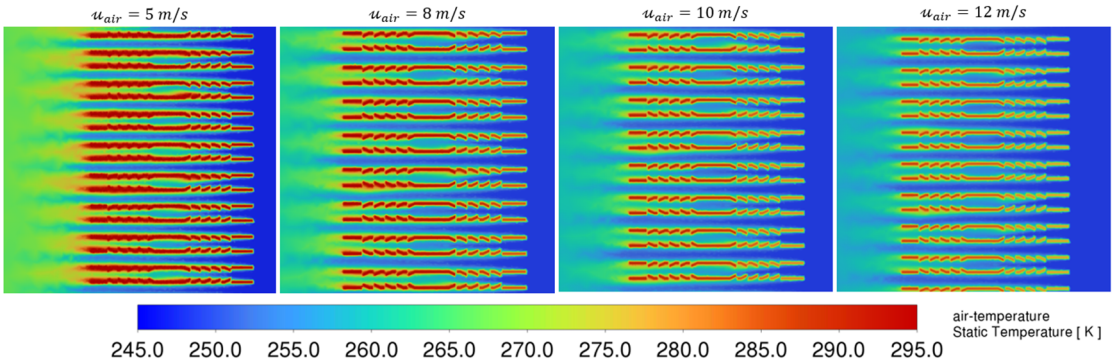
aynı şekilde kanatlardaki panjur geometrisinin, sınır tabakasının bozulması ve yinelemesinin ısı transfer performasında etkisi olduğu görülmektedir.



Şekil 9 Kanat Çevresi Sıcaklık Dağılımı k-epsilon

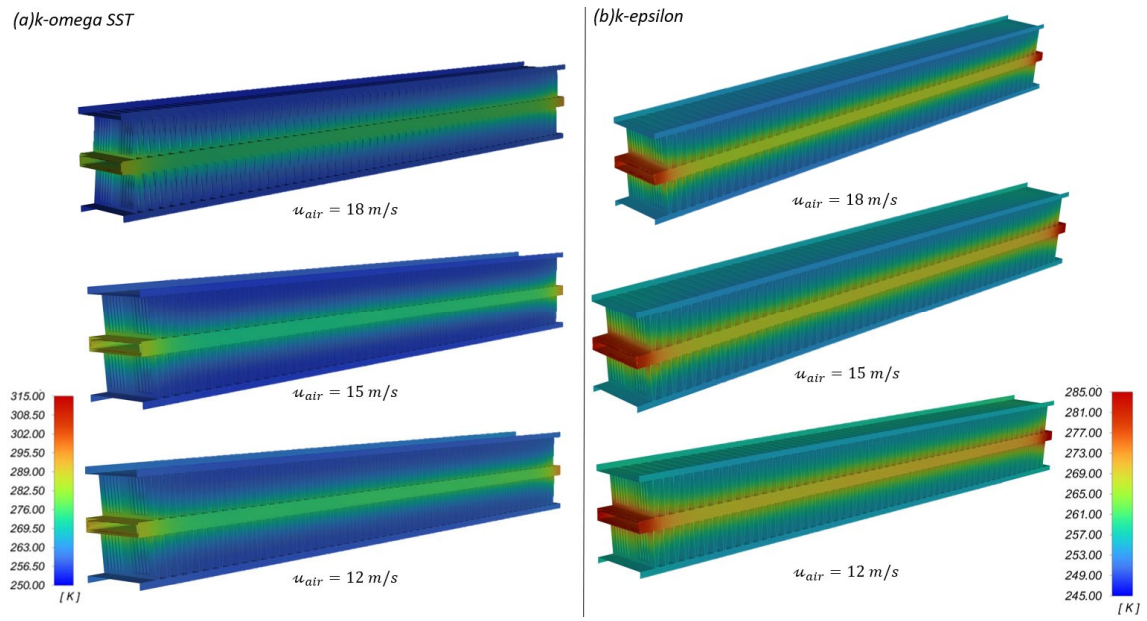


Şekil 10 Kanat Çevresi Hava Hızı Dağılımı k-omega SST



Şekil 11 Kanat Çevresi Sıcaklık Dağılımı k-omega SST

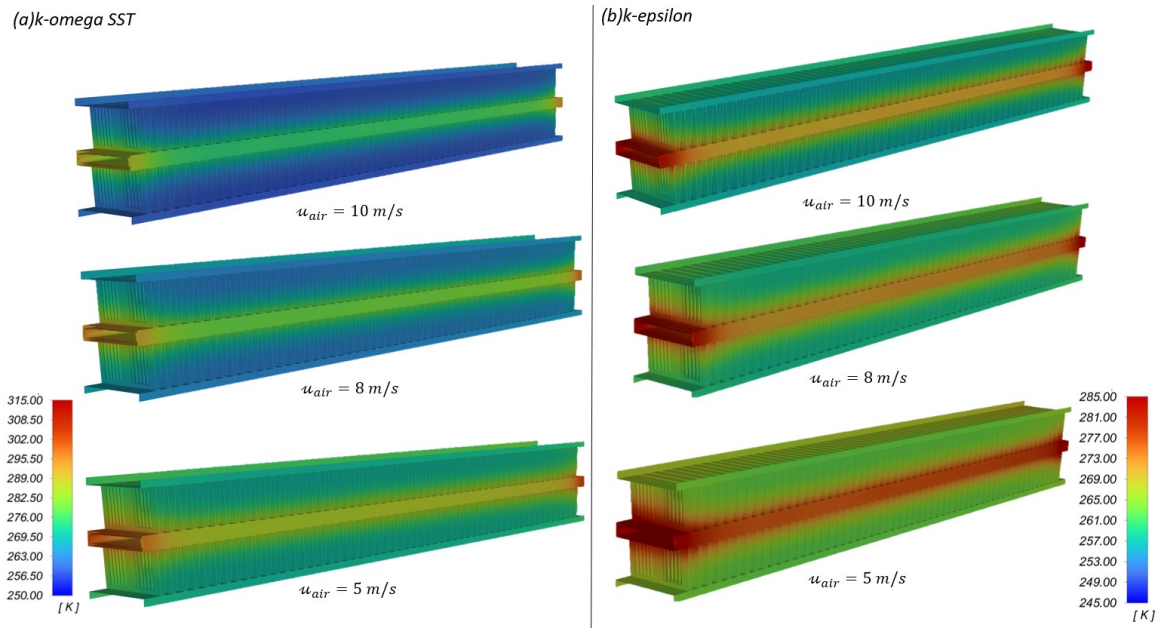
Şekil 12 ve Şekil 13'de ise farklı hava hızlarında katı(solid) modeldeki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Buna göre k-epsilon türbülans modeli analizlerinde hava hızı arttıkça kanat sıcaklığı gittikçe azalmakta olduğu görülmektedir.



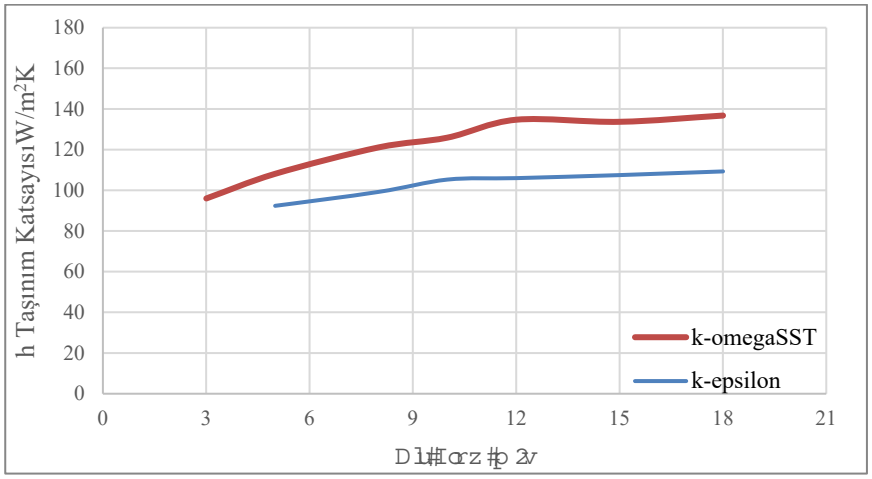
Şekil 12 Hava Hızı- Kanat Sıcaklık Dağılım (a)k-epsilon türb. modeli (b) k-omega SST türb. Modeli

Kanat sıcaklığının 10m/s hava hızından sonra sıcaklık değişiminin hızının azaldığı görülmektedir. k-omega SST türbülans modeli ile çözülen gösterilmekte olan kanat sıcaklığının değişiminin k-epsilon türbülans modeli analiz sonuçlarına göre daha fazla olduğu görülmektedir.

7 farklı hava hızı için her iki türbülans modeli için toplam 14 farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonuçları ile alakalı anlamlı veriler Grafik 2-3-4 'de gösterilmektedir. Buna göre hava hızına bağlı olarak h taşınım katsayısı elde edilmiş, taşınım katsayısının değişim hızı k-omega türbülans modelinde azalarak da olsa devam etmekte olup, k-epsilon türbülans modeli sonuçlarına göre 15 m/s hava hızından sonra taşınım katsayısı artış hızı azalmakta olduğu görülmektedir.

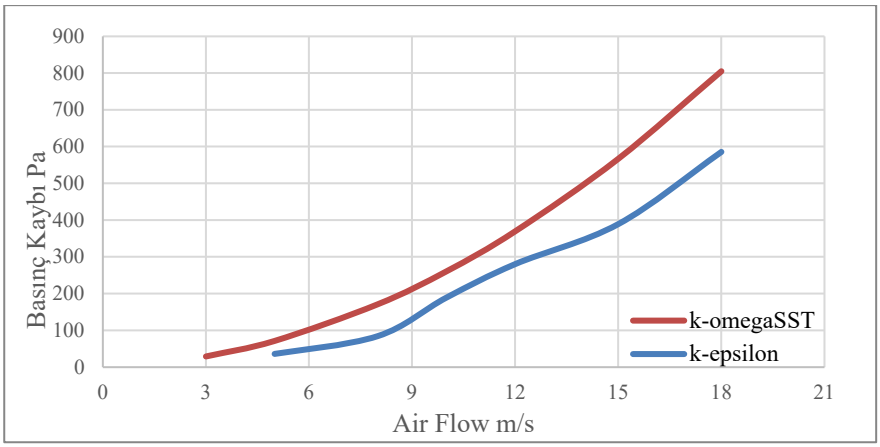


Şekil 13 Hava Hızı- Kanat Sıcaklık Dağılım (a)k-epsilon türb. modeli (b) k-omega SST türb. modeli



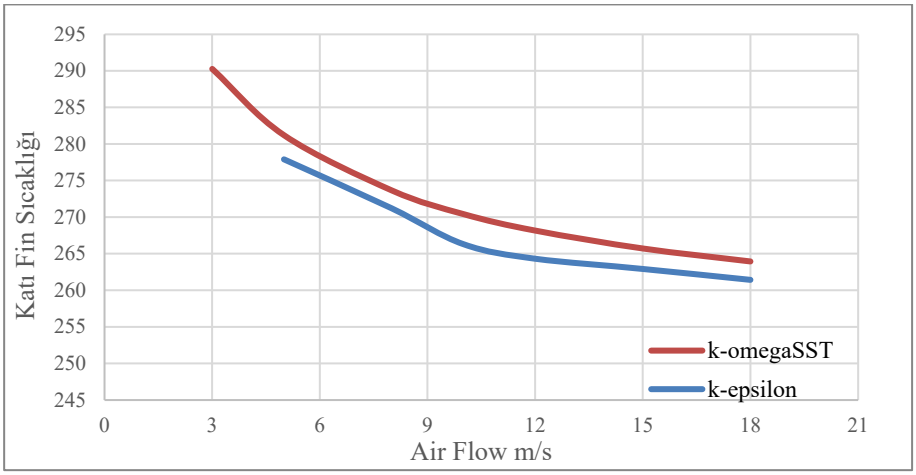
Grafik 2 Taşınım Katsayısı-Hava Hızı Grafiği

Her iki türbülans modeline göre gerçekleştirilen analiz sonuçlarında hava tarafı basınç düşümü değerlerinin benzer bir trend yakaladığı ve uyumlu olduğu Grafik 3'de gösterilmektedir.



Grafik 3 Basınç Kaybı-Hava Hızı Grafiği

Katı yüzeyde oluşan ortalama sıcaklık değeri k-epsilon türbülans modelinde daha az olmakla beraber her iki modelde uyumlu sonuç göstermektedir.



Grafik 4 Katı Kanat Sıcaklığı-Hava Hızı Grafiği

VII. GELECEK ÇALIŞMALAR

Çalışmanın devamında Tablo 4'de belirtilen örnek test senaryolarının ve daha farklı senaryoların gerçekleştirileceği deneysel çalışmalar yapılacaktır. Tablo 4'deki senaryolar artırılarak farklı geometri ve farklı sınır koşulları için ısıl performans ve hava tarafı basınç kaybı ölçümü yapılacaktır.

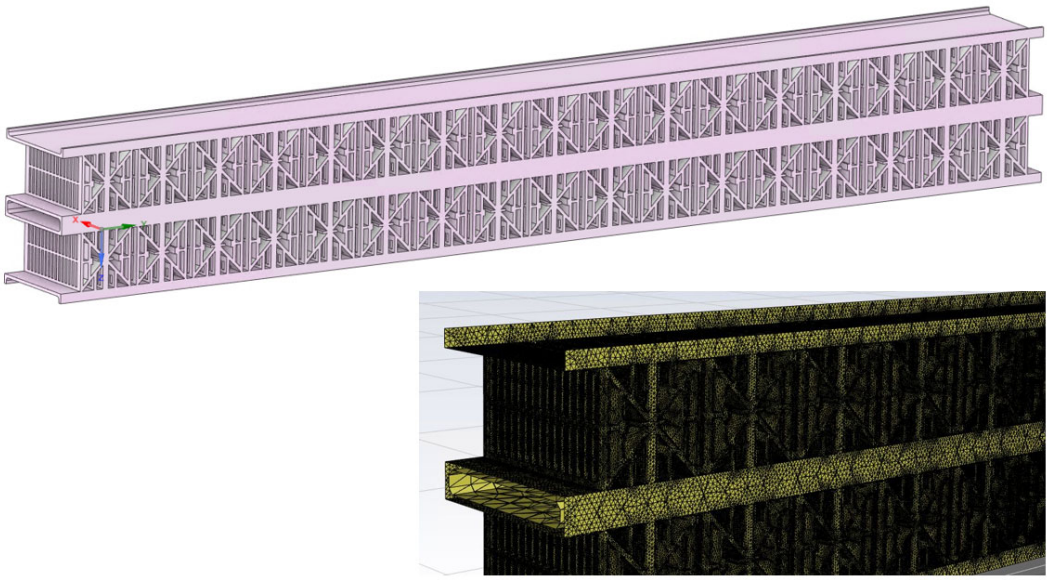
Tablo 4 Deneysel Çalışma Test Senaryoları

Senaryo	Yakıt Giriş Sıcaklığı	Yakıt Kütlesel Debisi	Hava Giriş Sıcaklığı	Hava Hızı
	°C	kg/s	°C	m/s
Senaryo 1	80	0.0875	15	1m/s ...8 m/s
Senaryo 2	90	0.0875	5	1m/s ...8 m/s
Senaryo 3	100	0.0875	15	1m/s ...8 m/s
Senaryo 4	110	0.0875	5	1m/s ...8 m/s
Senaryo 5	120	0.0875	15	1m/s ...8 m/s

Çalışmaların devamında yüzey alanı artırılmış farklı hava kanatçıkları detaylı olarak incelenecektir. Şekil 14'de gösterilen hava tarafı kanatçıkları ile birlikte 1 farklı kanatçık geometrisi üzerine çalışmalar devam etmektedir. Yeni kanat tasarımları ve mevcut tasarım ısı transferi performansı açısından karşılaştırılarak, ortaya çıkacak optimize edilen kanatçık ve eşanjör tasarımı için eklemeli imalat yöntemi ile üretim metotları belirtilerek detaylandırılacaktır.

Isı transferi performansına ek olarak hava tarafı ve akışkan tarafı basınç kaybı değerleri için sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilecektir. Deneysel çalışmaların sonucu sürtünme katsayısı ve colburn faktörü ile ilgili korelasyonlar önerilecektir.

Bu iki farklı türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar deneysel çalışmalar ile termal performans açısından korelasyonlar önerilecektir. Çalışmada gerçekleştirilecek CFD çalışmalarında, akış rejimlerini detaylı bir şekilde görmek için ve basınç düşümünü net olarak belirleyebilmek için en doğru türbülans modeli tercih edilecektir.



Şekil 14 AD-1 Özgün hava kanatçıklı tasarım

KAYNAKÇA

[1] Seung Yeob Lee, Bo Guen Park, Jin Taek Chung, Numerical studies on thermal hydraulic performance of zigzag-type printed circuit heat exchanger with inserted straight channels, Applied Thermal Engineering 123 (2017) 1434–1443.
[2] T. Ma, L. Li, X.Y. Xu, Y.T. Chen, Q.W. Wang, Study on local thermo-hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature, Energy Convers. Manag. (2015),
[3] S.M. Lee, K.Y. Kim, Multi-objective optimization of arc-shaped ribs in the channels of a printed circuit heat exchanger, Int. J. Therm. Sci. 94 (2015) 1-8.
[4] S.M. Lee, K.Y. Kim, S.W. Kim, Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger, Appl. Therm. Eng. 60 (2013) 44-50.
[5] N. Tsuzuki, Y. Kato, T. Ishiduka, High performance printed circuit heat exchanger, Appl.Therm. Eng. 27 (2007) 1702-1707.
[6] David Saltzmana, Michael Bichneviciusa, Stephen Lyncha, Timothy W. Simpsona, Design and evaluation of an additively manufactured aircraft heat exchanger, 2022
[7] Xiang Zhang, Ying Huang ∗, Jiangnan Song, Zongpeng Ma, Lunjun Chen, Taike Li Numerical investigation of the air-side performance of louver fin-and-tube radiators having rectangular, tapered and airfoil section configuration
[8] Miftah Altwieb, Krzysztof J. Kubiak, Aliyu M. Aliyu,Rakesh Mishra A new three-dimensional CFD model for efficiency optimisation of fluid-to air multi-fin heat exchanger
[9] Ngoctan Tran, Chi-Chuan Wang Optimization of the airside thermal performance of mini-channel-flat-tube radiators by using composite straight-and-louvered fins
[10] S.H. Habibian, Ali Mostafazade Abolmaali, H. Afshin Numerical investigation of the effects of fin shape, antifreeze andnanoparticles on the performance of compact finned-tube heat exchangers for automobile radiator
[11] V.P. Malapure, Sushanta K. Mitra ∗, A. BhattacharyaNumerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger
[12] ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide.
[13] Kakaç,S (1996) Heat Exchanger Design Course Fundamentals and Applications,İTÜ Makina Fakültesi 21-24 Mayıs

A. KISALTMALAR

h	:	Isı Taşınım Katsayısı
Nu	:	Nusselt Sayısı
Re	:	Reynold Sayısı
j	:	Colburn Faktörü
St	:	Stanton Sayısı
f	:	Sürtünme Faktörü
Q	:	Isı Transferi
D_H	:	Hidrolik Çap
Pr	:	Prandl Sayısı
$T_g/T_ç$	:	Akışkan Giriş/Çıkış Sıcaklığı
T_d	:	Duvar Sıcaklığı
A	:	Hava tarafı ön yüzey alanı
A_{min}	:	Hava tarafının minimum serbest akış alanı
u	:	Hava Hızı
ω	:	omega
ε	:	epsilon
ΔP	:	Basınç Düşümü