

Dicle University Journal of Engineering

https://dergipark.org.tr/tr/pub/dumf duje.dicle.edu.tr



Araştırma Makalesi / Research Article

Hidrojen yakıt hücreli enerji sistemlerinde kullanılan ara soğutucu manifold giriş yapısının ısıl ve akış davranışına etkisinin sayısal incelemesi

Numerical investigation of the effect of intercooler manifold inlet geometry on thermal and flow behavior in hydrogen fuel cell energy systems

Gülenay A. Kılıç

Yalova Üniversitesi, Yalova Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, <u>gulenay.kilic@yalova.edu.tr</u> ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3513-8785

MAKALE BİLGİLERİ ÖZ

Makale Geçmişi:

Geliş 8 Nisan 2025 Revizyon 7 Mayıs 2025 Kabul 17 Mayıs 2025 Online 30 Haziran 2025

Anahtar Kelimeler:

Hidrojen yakıt hücresi enerji sistemi, Termal enerji sistemleri, Ara soğutucu, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), İsı transferi, Akış analizi

ARTICLE INFO

Article history:

Received 8 April 2025 Received in revised form 7 May 2025 Accepted 17 May 2025 Available online 30 June 2025

Keywords:

Hydrogen fuel cell energy system, Thermal energy systems (TES), Intercooler, Computational fluid dynamics (CFD), Heat transfer, Flow analysis

DOI: 10.24012/dumf.1672063

Küresel ölçekte net sıfır emisyon hedefleri, taşımacılık sektörünü alternatif enerji sistemlerine yönlendirmektedir. Hidrojen yakıt hücreli araçlar, özellikle ağır vasıta taşımacılığında düşük karbonlu bir çözüm olarak öne çıkmaktadır. Bu sistemlerin sürdürülebilir ve verimli çalışması için etkin termal enerji yönetimi kritik öneme sahiptir. Bu çalışmada, hidrojen yakıt hücreli taşıtlara yönelik geliştirilen bir ara soğutucunun enerji verimliliği incelenmiştir. Çalışmada tek kademeli giriş yapısına sahip birinci model ve çift kademeli giriş yapısına sahip birinci model olmak üzere iki farklı tasarım ele alınmıştır. Her iki model için beş farklı hava giriş hızında termal enerji ve akış davranışları hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemiyle analiz edilmiştir. Sayısal sonuçlar, model 2'nin model 1'e kıyasla önemli avantajlar sunduğunu göstermiştir. Özellikle 5 m/s giriş hızında, ısı transfer performansının akış direncine oranı (*j/f*) değerinde %22,50 artış elde edilmiştir. Aynı zamanda basınç kaybında %10,30 azalma sağlanmıştır. Ayrıca, model 2 çıkış sıcaklık dağılımlarında daha homojen bir yapı sergilemiş ve cidar bölgelerinde sıcaklık düşüşü daha belirgin şekilde gözlemlenmiştir. Bu bulgular, enerji sistemlerinde ara soğutucu tasarımında giriş geometrisinin enerji verimliliği açısından belirleyici bir parametre olduğunu göstermektedir.

ABSTRACT

Global net-zero emission targets are directing the transportation sector towards alternative energy systems. Hydrogen fuel cell vehicles stand out as a low-carbon solution, particularly in heavy-duty transport applications. Effective thermal energy management is critically important for the sustainable and efficient operation of these systems. In this study, the energy efficiency of an intercooler developed for hydrogen fuel cell vehicles was investigated. Two different designs were considered: the first model with a single-stage inlet structure, and the second model with a dual-stage inlet structure. For both models, thermal energy and flow behavior were analyzed using computational fluid dynamics (CFD) at five different are inlet velocities. Numerical results demonstrated that Model 2 offered significant advantages over Model 1. Specifically, at an inlet velocity of 5 m/s, a 24.44% increase in the ratio of heat transfer performance to flow resistance (j/f) was achieved. Simultaneously, a 10.71% reduction in pressure drop was observed. Moreover, Model 2 exhibited a more homogeneous outlet temperature distribution, with more pronounced temperature reduction near the wall regions. These findings indicate that inlet geometry is a critical parameter in intercooler design for enhancing energy efficiency in energy systems.

Giriş

Hidrojen yakıt hücreli sistemler, sıfır emisyon özellikleri ve yüksek enerji verimlilikleri nedeniyle gelecek vaat eden temiz enerji teknolojileri arasında yer almaktadır [1-2]. Özellikle otomotiv sektöründe, hidrojen yakıt hücreli araçlar (FCEV), içten yanmalı motorlu araçlara alternatif bir güç sistemi olarak değerlendirilmektedir. Bu araçlar, hidrojen ve oksijenin elektrokimyasal reaksiyonu sonucunda sadece su buharı açığa çıkararak elektrik üretmektedir [3]. Ancak, bu sistemlerin verimli çalışabilmesi için etkili termal yönetim stratejilerine ihtiyaç duyulmaktadır [4].

Polimer elektrolit membran yakıt hücreleri (PEMFC), düşük çalışma sıcaklığı, hızlı başlangıç süresi ve yüksek güç yoğunluğu nedeniyle otomotiv uygulamalarında en yaygın kullanılan yakıt hücresi türüdür [5]. PEMFC'ler genellikle 50–80 °C aralığında verimli çalışır; bu aralığın dışına çıkılması performans kaybına, membran bozulmasına ve su yönetimi sorunlarına yol açmaktadır [6]. Hidrojen yakıt hücreli sistemlerde ara soğutucular, kompresörden çıkan havayı soğutarak hücre verimini artırmakta ve ömrünü uzatmakla beraber nem kontrolüne katkı sağlamaktadır [7].

Ara soğutucular, soğutma mekanizmalarına göre hava soğutmalı ve sıvı soğutmalı olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmaktadır [8]. Sıvı soğutmalı ara soğutucular, yüksek ısı transferi ve kompakt tasarım avantajlarıyla tercih edilmektedir [9-10]. Özellikle, yüksek güç yoğunluğuna sahip hidrojen yakıt hücreli sistemlerde, sıvı soğutmalı ara soğutucular daha etkili bir termal yönetim sağlamaktadır [7-11].



Şekil 1. Yakıt hücresi proses şeması [7]

Hidrojen yakıt hücreli sistemlerde kullanılan ısı eşanjörleri üzerine yapılan çalışmalar son yıllarda artmaktadır. Zang vd. (2025), PEMFC soğutma sistemlerinde farklı soğutma stratejilerinin avantaj ve dezavantajlarını tartışmışlardır [12]. Zhang et al. (2025), yakıt hücresi yığınlarında sıcaklık gradyanlarının sistem verimliliğini düşürdüğünü ve homojen sıcaklık dağılımının performans için kritik olduğunu ortaya koymuştur. [13].

PEM yakıt hücresinin performansı üzerine Tian et al. (2023), üç farklı kanal kesiti için CFD ile analiz yaparak en-boy oranının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini incelemiş ve optimum geometri önermiştir [14]. Kim ve ark. (2023), hidrojen termal yönetiminde paralel ve dalgalı kanalları sayısal olarak inceleyerek kanal boyutlarının performansa etkisini değerlendirmiştir [15]. Kaiser ve ark., düz ve dalgalı akış kanallarına sahip PEMFC'lerin performans ve kütle transferi özelliklerini inceleyerek, deneysel ve sayısal analizlerle doğrulanan sonuçlara göre dalgalı kanalların konveksiyon yoluyla kütle transferini artırdığını göstermiştir [16].

Yakıt hücreli sistemlerde ara soğutucunun termal performansı, akışkan hızına bağlı olarak değişir; artan hava hızı, sınır tabaka bozunmasıyla konvektif ısı transferini artırır [17]. Artan *Re* sayısı, türbülansı ve ısıl etkileşimi artırarak çapraz akışlı ara soğutucularda sıcaklık farklarının daha hızlı dengelenmesini sağlar [18]. Bu nedenle, hava hızının sistem tasarımında optimize edilmesi hem hücre performansını korumak hem de soğutma yükünü azaltmak açısından önem arz etmektedir.

Artan hava hızı, ısı transferinin yanı sıra akışkan dinamiğini de etkiler; dar ve keskin kenarlı yapılarda basınç kayıpları artar, Fanning katsayısı (f) ise yüksek Re'de artış gösterebilir [19]. Bu durum, termal verimliliğin artırılmasıyla eş zamanlı olarak basınç kaybının da kontrol altında tutulmasını gerektirmekte ve iki performans kriteri arasında hassas bir denge kurulmasını zorunlu kılmaktadır. Son yıllarda hidrojenle çalışan sistemlerde kompakt 1s1 değiştirici tasarımlarına yönelik yapılan çalışmalar, hava akış hızı ile ısıl performans arasındaki ilişkiye dikkat çekmektedir. Patrao et al. (2024), hidrojenli turbofan motorlar için geliştirilen entegre ara soğutucu sistemlerinde, farklı tasarımların aerodinamik optimizasyonunu incelemiş; artan hava hızının ∈-NTU temelli analizlerle ısı transferini artırırken, belli bir eşikten sonra basınç kayıplarını da artırdığını ortaya koymuştur [20]. Literatürde, bu dengenin sağlanabilmesi için hem geometri optimizasyonu hem de uygun hız aralıklarının belirlenmesi gerektiği vurgulanmaktadır [8].

Baek et al. (2011), düz kanallı soğutma plakalarında geometrik parametrelerin sistem performansını doğrudan etkilediğini göstermiştir [21]. Zhang et al. (2022), düz kanal konfigürasyonlarının performansını farklı akış koşulları altında incelemiştir. [22]. Literatürde, farklı ısı eşanjörü tasarımları üzerine çalışmalar bulunmakla birlikte, farklı kesitli kanal giriş geometrisinin hidrojen sistemlerindeki ara soğutucu uygulamaları üzerine kapsamlı çalışmalar sınırlıdır. Özellikle, farklı çalışma koşulları altında üçgen kesitli ve boru içi soğutkan olan ara soğutucuların performansını inceleyen detaylı CFD analizleri eksiktir. Literatürde genellikle mikro-geometri (tek kanal ya da kanatçık) üzerinden çalışmalar yoğunluktayken, tüm ara soğutucu sistemini kapsayan sayısal analizler sınırlıdır. Bu çalışmada tam ölçekli bir su soğutmalı ara soğutucu için farklı manifold giriş-çıkış geometrilerinin ve farklı hava hızlarının termal enerji ve hidrodinamik etkisi CFD kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen veriler boyutsuz sayılar yardımıyla analiz edilerek, farklı manifold geometrileri ve hava hızlarının ısı transferi etkinliği, basınç kaybı ve akış düzgünlüğü açısından karşılaştırmalı değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir.

Sayısal Modelleme ve CFD Analiz Metodolojisi

Çalışmada çapraz akışlı ara soğutucu için iki farklı model geliştirilmiştir. Şekil 2'de bu modeller sunulmaktadır: (a)

şematik çizim, (b) tek kademeli hava girişli model (Model 1) ve (c) çift kademeli girişli model (Model 2). Yakıt hücresi sistemine yönlendirilen hava ve soğutucu sıvı akışkan çapraz yönlerde dolaşacak şekilde düzenlenmiştir. Bu düzenleme maksimum ısı transferi verimini sağlamayı amaçlamaktadır. Soğutkanın dolaştığı boru hattı 8 sıra düşey ve 12 sıra yatay olarak dizilmiştir. Sistemde sabit su debisi 0.15 kg/s ve giriş sıcaklığı 40°C olarak tanımlanmıştır. Soğutucu gövde içerisinde 7 sıra üçgen kesitli kanatçık yer almaktadır. Hava tarafında 100 °C giriş sıcaklığı 1-9 m/s aralığında beş farklı hız için 10 senaryo modellenmiştir. Sayısal analizler ANSYS Fluent 2023 R2 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, hesaplamalı modelin sadeleştirilmesi ve sonuçların doğruluğundan ödün vermeksizin hesaplama maliyetinin azaltılması amacıyla bazı varsayımlar yapılmıştır. Akışın sürekli, üç boyutlu ve türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Çalışma akışkanı olan havanın ideal gaz davranışı gösterdiği varsayılmıştır. Havanın viskozite ve ısıl iletkenlik gibi fiziksel özelliklerinin sabit olduğu öngörülmüş ve Boussinesq yaklaşımı uygulanmamıştır. Radyasyonla ısı transferi, ele alınan çalışma koşullarında konveksiyon ve iletime kıyasla ihmal edilebilir düzeyde olduğundan göz ardı edilmiştir. Akış ve ısı transferi üzerindeki yerçekimi etkileri dikkate alınmamıştır. Akış alanını çevreleyen duvarların pürüzsüz, rijit ve aksi belirtilmedikçe termal olarak yalıtılmış olduğu varsayılmıştır. Tüm katı-akışkan arayüzlerinde kaymasız sınır koşulu uygulanmıştır. Çıkışta akışın tam gelişmiş olduğu kabul edilerek geri akış oluşmayacağı varsayılmış, bu durum uygulanan basınç sınır koşullarıyla desteklenmiştir. Su soğutmalı hazne yapısının duvar sıcaklığı boyunca sabit olduğu düşünülmüş ve ısı değiştirici ile temas eden yüzey boyunca ısı akısının sabit olduğu varsayılmıştır. Kanatçıkların içsel gözeneklilik veya yapısal kusur içermeyen, homojen ve katı yapılar olduğu kabul edilmiştir. Girişte türbülans yoğunluğu %5 olarak tanımlanmış ve türbülans modeli olarak k-ɛ modeli tercih edilmiştir. Ara soğutucu gövdesi, yüksek ısı iletkenliğine sahip alüminyum alaşım olan Al 6061-T6 olarak tanımlanmıştır.

Ara soğutucu gövdesi, yüksek ısı iletkenliğine sahip alüminyum alaşım olan Al 6061-T6 tanımlanmıştır. Giriş ve çıkış manifoldları, akışın kanallara homojen dağılımını sağlayacak şekilde optimize edilmiştir., Tüm parametrik çalışmalarda, toplam ısı transfer yüzey alanı karşılaştırılabilirlik açısından yaklaşık olarak sabit tutulmuştur.





Şekil 2. Katı modellerin (a) su ve hava giriş-çıkış hattı (b) kademesiz izometrik görünüşü (c) kademeli izometrik görünüşü

CFD analizinde, süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri üç boyutlu, kararlı durum koşulları altında çözülmüştür. Havanın akışı, ideal gaz yasasına göre sıkıştırılabilir akış olarak modellenmiş, soğutma sıvısı ise sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilmiştir. Yönetici denklemler aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

Kütle korunumu denklemi Denklem 1 ile ifade edilirken x, y ve z yönleri için momentum korunum denklemleri sırasıyla Denklem 2-4 ile ifade edilmektedir [23];

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0$$
(1)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + div(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x$$
(2)

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + div(\rho vu) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y$$
(3)

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + div(\rho wu) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z$$
(4)

Denklem 1'de ρ akışkan yoğunluğunu (kg/m³), *t* zamanı (s), *u*, *v*, *w* sırasıyla *x*, *y*, *z* yönlerindeki hız bileşenlerini (m/s) ifade etmektedir. *div* operatörü ise diverjans işlemini temsil etmektedir. Enerji korunum denklemi [23];

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + div(\rho uT) = div\left(\frac{k}{c_p}gradT\right) + S_T$$
(5)

Türbülans kinetik enerjisi için taşıma denklemi;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon$$

$$- Y_M + S_k$$
(6)

 Y_M , sıkıştırılabilir türbülanslarda türbülans salınımlarının yayılım terimidir. S_k , S_T , modelde tanımlanmış kaynak terimlerdir. Sıkıştırılamayan akışkanlar için $Y_M = 0$ alınır. Türbülans dağılım oranı (ε) için taşıma denklemi [21];

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_{\varepsilon}$$
(7)

 S_{ε} , kaynak terim; G_k , türbülans kinetik enerjisinin üretim terimi ve G_b , kaldırma kuvveti kaynak terimi olup aşağıdaki şekilde tanımlanır [23].

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$
(8)

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{9}$$

Sıkıştırılamayan akışkanlar için $G_b = 0$ alınır. Burada Pr_i , türbülanslı Prandtl sayısını ifade eder ve değeri genellikle 0.85 olarak alınır. g_i , *i* yönündeki yerçekimi bileşenini temsil eder. β , ısıl genleşme katsayısı olup aşağıdaki formülle tanımlanır [23]:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \tag{11}$$

Türbülans modellemesi için standart k-ε modeli tercih edilmiştir. Bu model, mühendislik uygulamalarında geniş kullanım alanına sahip olup, özellikle tam gelişmiş türbülanslı akışlar ve yüksek Re sayılarında güvenilir sonuçlar vermesiyle bilinmektedir [24]. Çalışma kapsamında incelenen ara soğutucu yapısı, keskin geçiş bölgeleri, kanatçık aralıklarında hız gradyenleri ve gelişmiş türbülans yapıları içermektedir. Bu gibi durumlarda k-ɛ modeli, çözüm kararlılığı, hesaplama maliyeti ve yakınsama açısından avantaj sağlamaktadır. Alternatif olarak kullanılan k-w modeli, özellikle duvar yakınındaki ince sınır tabakalarda daha hassas çözüm sunsa da, yüksek türbülanslı alanlarda fazla duyarlı olması nedeniyle kararsızlık oluşturabilmekte ve geniş çözüm alanlarında daha yüksek hesaplama maliyeti doğurabilmektedir. RSM gibi daha gelişmiş modeller ise daha fazla hesaplama süresi gerektirmektedir. Bu nedenle, çalışmada kullanılan geometrik yapı ve akış koşulları dikkate alınarak hesaplama süresi ile doğruluk arasında denge sağlayan k-ɛ modeli tercih edilmiştir.

Malzeme özellikleri ve sınır koşulları

Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri sıcaklığa bağlı olarak tanımlanmıştır. Hava için, yoğunluk ideal gaz denklemi ile hesaplanmış, viskozite, ısı iletim katsayısı ve özgül ısı ise sıcaklığın polinomsal fonksiyonları olarak modellenmiştir. Soğutma sıvısı ve hava için termofiziksel özellikler sıcaklığa bağlı kullanılmış ve alüminyum (Al) alaşımın termal özellikleri ise sabit değerler olarak kabul edilmiştir (Tablo 1).

Tablo 1. Malzeme özellikleri [23-25]

Malzeme (~298K)	Yoğunluk (kg/m³)	Özgül ısı (J/kg·K)	Isı iletim katsayısı (W/m·K)	Viskozite (kg/m·s)
Hava	0.0824	14.307	0.1805	8.92×10 ⁻⁶
Su	997	4.182	0.607	8.9×10 ⁻⁴
Al 6061- T6	2700	896	167	-

Sayısal analizlerde uygulanan sınır koşulları Tablo 2'de sunulmuştur. Simülasyonlar, hidrojen yakıt hücreli sistemlerin gerçek çalışma koşullarını temsil eden parametrelerle gerçekleştirilmiş olup, geniş bir operasyonel aralıkta ara soğutucu performansının değerlendirilmesine olanak sağlamıştır. Belirlenen sınır koşulları, otomotiv uygulamalarında karşılaşılan tipik değerlere dayanmakta ve farklı yük senaryolarını kapsamaktadır. Özellikle hidrojen ve soğutma sıvısı debileri, yakıt hücresi sisteminin düşük yükten tam yüke kadar değişen çalışma koşullarını simüle edecek şekilde seçilmiştir.

Tablo 2. Başlangıç ve sınır şartları

Sınır Bölgesi	Sınır Koşulu Tipi	Değerler
	Kütlesel debi	0.035 kg/s
Gaz girişi	Giriş sıcaklığı	100°C
	Hava hızı	10 m/s-15 m/s
Soğutma sıvısı girisi	Kütlesel debi	0.15 kg/s-9 l/dk
Sogaania sivisi girişi	Giriş sıcaklığı	40°C
Soğutma sıvısı çıkışı	Çıkış basıncı	95 kPa
Duvarlar	Kaymama koşulu	-
Dış yüzeyler	Adyabatik	-

Tablo 3'te sunulan hava tarafına ait geometrik ve akışa bağlı karakteristikler, ara soğutucu tasarımının termal ve hidrolik performansını doğrudan etkileyen temel belirleyicilerdir. İlk olarak, serbest akış alanı ile ön yüzey alanı oranı (σ_{air}) %74,3 olarak hesaplanmış olup, bu oran sistemin hava giriş düzleminde geniş açıklıklara sahip olduğunu göstermektedir. Bu durum, hava akışının daha az dirençle ilerlemesine olanak tanıyarak basınç kayıplarını azaltmakta ve fan yükünü optimize etmektedir. Diğer yandan, finlerin ön düzlemdeki kaplama oranını temsil eden $\kappa_{f,n}$ değeri %75,1 olarak belirlenmiş ve bu oran, giriş düzlemindeki alanın önemli bir kısmının ısı transferi sağlayan yüzeylerle kaplı olduğunu göstermektedir. Bu parametre, hem yüzeyin termal etkinliğini hem de alanın yapısal verimliliğini temsil etmekte olup, yüksek ısı akısı gerektiren uygulamalarda kritik bir tasarım kriteridir. F_{in} kalınlığı ve fin aralığı gibi mikrogeometrik parametreler, hava akış yollarının şekillenmesinde rol oynayarak hem yerel hız dağılımlarını hem de yüzeyle akışkan arasındaki ısıl etkileşimi belirleyen unsurlar arasında yer almaktadır [26].

Toplam hava tarafi isi transfer alaninin hava hacmine orani olarak tanımlanan α_{air} parametresi, 109.66 m²/m³ olarak elde edilmiştir. Bu değer, kompakt ısı değiştiriciler için literatürde bildirilen değerlerle uyumlu olup, hacim başına düşen ısı transfer yüzeyinin yoğunluğunu göstermesi açısından sistemin termal kapasitesinin güçlü olduğunu işaret etmektedir. Hava tarafındaki hidrolik çapın 6-8 mm aralığında olması, akışın kanal içerisinde mikroyapılara ayrılmasını kolaylaştırmakta ve yüzey etkileşimini artırarak ısı aktarımını desteklemektedir. Boru cidar kalınlığının 0.25 mm olarak tutulması ise, ısı iletiminin direnç oluşturmadan iç ortamdan dış yüzeye aktarılmasına olanak tanımakta ve sistemin ısıl iletkenliğini iyileştirmektedir. Bu geometrik özellikler bir bütün olarak değerlendirildiğinde, ara soğutucunun hem ısı aktarımı hem de akışkan dinamiği açısından optimize edildiği ve hidrojen yakıt hücreli

sistemlerin yüksek performans gereksinimlerine uygun bir tasarım sunduğu söylenebilir.

Parametre	Değer	Birim	Açıklama
Serbest akış alanı / cephe alanı (σ _{air})	0,7432		Finler arasındaki açık alanın, toplam giriş alanına oranı (akış açıklığı)
Fin alanı / toplam alan (κ _{f.n})	0,7506		Finlerin giriş düzleminde kapladığı 2D alanın, toplam alana oranı olup alan kullanım etkinliğini ifade eder. Termal performans ve basınç kaybı eğilimini göstermektedir.
Fin aralığı (s _{f.n})	10	mm	İki fin tabanı arası boşluk (hava geçiş aralığı)
Fin kalınlığı	0.5–1	mm	Her bir finin et kalınlığı (1sı iletim mesafesi)
Hava tarafı toplam yüzey alanı / hacim (α_{air})	109.66	m²/m³	Havanın temas ettiği toplam yüzey alanının, hava hacmine oranı olup ısı transfer yüzey yoğunluğunu temsil eder.
Boru cidar kalınlığı (<i>t_{tube}</i>)	0.25	mm	Su taşıyan boruların cidar kalınlığı (iletim direnci)
Hava tarafı hidrolik çap (<i>D_h</i>)	6–8	mm	Hava kanallarının etkin çapı, basınç kaybı ve Reynolds (<i>Re</i>) sayısı hesaplamalarında kullanılır

Tablo 3. Katı modelin parametreleri

Literatürde benzer termal amaçlara yönelik farklı bir ara soğutucu tasarımı üzerinde yapılan bir çalışmada SIMPLEC algoritması kullanılmıştır [8]. SIMPLEC, basınç-hız bağlamını ardışık (segregated) olarak çözen bir yöntemdir ve düşük türbülans seviyesine sahip, tek yönlü ve kararlı akışlarda yeterli performans sunabilmektedir. Ancak, özellikle bu çalışmada olduğu gibi düşük Mach sayısında fakat yüksek sıcaklık gradyenleri, yoğunluk değişimleri, ince kanallı yapı ve çapraz akış prensibi gibi parametrelerin bir arada bulunduğu sistemlerde, SIMPLEC algoritmasının sayısal difüzyonu artırma, basınç salınımları üretme ve yavaş yakınsama gibi sınırlamaları ortaya çıkabilmektedir. Buna karşılık, coupled algoritması momentum ve basınç denklemlerini eşzamanlı olarak çözmekte, böylece sistemin genel sayısal kararlılığını artırmakta ve daha hızlı yakınsamaya olanak sağlamaktadır. Ayrıca türbülanslı geçiş bölgelerinde yapay basınç salınımlarını baskılaması, transient çözüm süreçlerinde daha az iterasyon ihtiyacı ile zaman kazandırması ve yüksek sıcaklık farklarına sahip geçiş bölgelerinde sayısal difüzyonu azaltması bakımından coupled yaklaşımı önemli avantajlar sunmaktadır. Bu yüzden bu çalışmada kullanılan çözüm algoritması, Yu vd.'nin çalışmasında kullanılan yöntemle karşılaştırıldığında hem çözüm doğruluğu hem de sayısal verimlilik açısından daha uygun bir seçim olarak öne çıkmakta olup Tablo 4'de sınıflandırılmıştır [8]. Bu çalışmada, akışkan akışı ve ısı transferi arasındaki etkilesimleri daha kararlı ve doğru biçimde çözümleyebilmek amacıyla, ANSYS Fluent yazılımında basınç-temelli coupled algoritması tercih edilmiştir. Basınç-hız bağlaşımı için coupled algoritması

tercih edilmiş, momentum ve enerji denklemleri için ikinci dereceden upwind ayrıklaştırma şeması uygulanmıştır. Yakınsama kriterleri; enerji denklemi için ise 10⁻⁸, süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri için 10⁻⁵ olarak belirlenmiştir.

Tablo 4. Basınç-hız bağlaşım yöntemlerinin termal yönetin	n
uygulamalarındaki göreli performansları	

Yöntem	Açıklama	Kullanım Durumu
SIMPLE	Basit, kararlı ve en yaygın kullanılan yöntem	Steady (kararlı) akışlarda
SIMPLEC	SIMPLE'ın geliştirilmiş versiyonu ve daha hızlı yakınsama	Kararlı ama daha hızlı çözüm istenen durumlarda
PISO	Zamana bağlı (transient) akışlarda yakınsama yüksek	Unsteady (zamana bağlı)
Coupled	Basınç ve hız denklemlerinde aynı anda çözüm fakat uzun çözüm süresi	Yoğunluk değişimi olan, ısı transferli, sıkıştırılabilir akışlarda (örneğin: ideal gaz + enerji)

Ağ bağımsızlık analizi

Sayısal çözüm süreçlerinde hesaplamalı ağ yapısı, çözüm doğruluğu ve hesaplama verimliliği arasında optimum denge sağlayacak şekilde oluşturulmalıdır [26-27]. ANSYS Fluent 2023 R2 yazılımı kullanılmıştır. Sayısal çözüm doğruluğunu değerlendirmek amacıyla üç farklı ağ yoğunluğuna sahip model üzerinde karşılaştırmalı analizler yapılmıştır sırasıyla düşük (1.8 milyon eleman), orta (15 milyon eleman) ve yüksek (50 milyon eleman). Tüm ağ yapılarında y+ değeri 1'in altında olacak şekilde sınır tabaka inceliği korunmuştur.

Kanal içerisindeki sınır tabaka akışını doğru çözümleyebilmek için, duvar yakınlarında ağ yapısı inceltilmiş ve y+ değerinin 1'in altında kalması sağlanmıştır. Toplam eleman sayısı model 1 ve model 2 için tetrahedral ve hexahedral elemanların hibrit kombinasyonu kullanılarak sırasıyla yaklaşık olarak 15 milyon ve 21 milyondur. Duvar yakınlarındaki akış davranışını doğru çözümleyebilmek için y+ değeri 1'in altında tutulmuştur; bu değer, türbülans modellerinin fonksiyonlarını duvar doğru şekilde uygulayabilmesi için kritik öneme sahiptir. Şekil 3(a) ve (b) iki modelin genel hacmini kapsayan ağ yapısını göstermektedir. Bu görünüm, modelin homojen sekilde ağlandığını ve tüm hacimde çözüm hassasiyetinin sağlandığını ortaya koymaktadır. Şekil 3(c) ise kanal iç bölgesine ait boru hattının detay ağ yapısını sunmakta olup, özellikle sınır tabaka bölgelerinde ağ sıklaştırmasının sağlandığını ve duvar yakınlarında y+ değerinin kontrol altında tutulduğunu göstermektedir. Bu yerel sıklaştırmalar, laminer, geçiş ve türbülans modelinin doğruluğu ve konveksiyonla ısı transferinin doğru modellenmesi açısından kritik öneme sahiptir.



Şekil 3. Modellerin hesaplamalı ağ yapısı: (a) model 1 (b) model 2 (c) ağ detay yapısı

Ağ hassasiyetinin değerlendirilmesinde, çıkış sıcaklığı, ısı transfer katsayısı ve toplam basınç kaybı parametreleri kullanılmıştır. Orta yoğunluklu ağ yapısı, hesaplama süresi ve doğruluk açısından en uygun yapı olarak belirlenmiştir. Orta ve yüksek ağ yoğunlukları arasında elde edilen maksimum farklar sırasıyla çıkış sıcaklığı için %0.78, basınç kaybı için %1.15 ve ortalama 1s1 transfer katsay1s1 için %1.60 olarak hesaplanmıştır. Bu farkların kabul edilebilir sınırlar içinde kalması, orta yoğunluklu ağ yapısının hem çözüm doğruluğu hem de işlem süresi açısından yeterli olduğunu göstermektedir. Tablo 5 ile ağ yoğunluğu değişimine bağlı olarak temel parametrelerde gözlenen farkları özetlenmektedir.

Tablo 5. Orta ve yüksek ağ yapısı arasındaki farkların yüzde değerleri

Karşılaştırılan Parametreler	Fark (%)
Çıkış Sıcaklığı	0.78
Basınç Kaybı	1.15
Ortalama Isı Transfer Katsayısı	1.60

Bu sonuçlar doğrultusunda, çalışmanın kalan tüm analizlerinde hesaplama süresi ile çözüm doğruluğu arasında optimum dengeyi sağlayan orta yoğunluklu ağ yapısı tercih edilmiştir.

Boyutsuz sayıların tanımı ve kullanımı

Bu çalışmada, farklı kanatçık geometrilerine sahip ara soğutucu yapıların termal-hidrolik performanslarını karşılaştırmak amacıyla çeşitli boyutsuz büyüklükler kullanılmıştır. Literatürde yaygın şekilde kullanılan Re, ΔP , fve colburn j faktörü, analizlerde temel parametreler olarak değerlendirilmiştir.

Re, akış rejimini tanımlamak ve türbülansın etkisini değerlendirmek için kullanılır. Bu çalışma kapsamında, *Re* sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$Re = \frac{\rho. u. D_h}{\mu} \tag{12}$$

Burada ρ akışkan yoğunluğu (kg/m³), u ortalama akış hızı (*m/s*), *D_h* hidrolik çap (*m*) ve μ dinamik viskoziteyi (Pa·s) temsil etmektedir. *Re* sayısı, farklı geometrilerin türbülanslı akış rejiminde nasıl davrandığını analiz etmek açısından kritik öneme sahiptir [28–30]. Basınç kayıplarını değerlendirmek için *f* katsayısı kullanılmıştır. Bu katsayı, kanatçıklar arasındaki basınç farkının hidrodinamik etkisini boyutsuzlaştırır ve aşağıdaki denklemle tanımlanır:

$$f = \frac{\Delta P. D_e}{4l} / \frac{\rho. u_m^2}{2} \tag{13}$$

Burada ΔP basınç farkı (Pa), D_e eşdeğer çap (m), l akış uzunluğu (m) ve u_m ortalama hızdır. Bu katsayı, özellikle dar kanatçıklı yapılarda akışa karşı oluşan direnç hakkında bilgi verir [30-32]. Isı transfer performansını değerlendirmek için Colburn *j* faktörü kullanılmıştır. Bu faktör, konvektif ısı transfer katsayısını boyutsuzlaştırarak farklı yüzey yapılarını karşılaştırmada kullanılmaktadır. j faktörü aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$j = \frac{Nu.Pr^{-1/3}}{Re} \tag{14}$$

Burada Nusselt (*Nu*) sayısı ve Prandtl (*Pr*) sayısıdır. Colburn faktörü, özellikle *Re* sayısına bağlı olarak ısı transferindeki artışı karakterize etmek için yaygın biçimde kullanılmaktadır [29, 33-35]. Termal-hidrolik sistemlerin performans değerlendirmesinde, *j*/*f* oranı da önemli bir kriter olarak kabul edilmektedir. Bu oran, ısı transferindeki artışın sürtünme kaybına göre avantajını ifade eder:

$$j/f = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}}$$
(15)

Bu denklemde j_R ve f_R referans yapı için elde edilen değerlerdir. j/f oranının yüksek olması, aynı oranda ısı transferi sağlarken daha düşük basınç kaybı anlamına gelmektedir [8]. Bu çalışmada elde edilen tüm boyutsuz parametreler, ilgili literatür değerleri ile karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.

Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmada üçgen kesitli kanatçık geometrisine sahip çapraz akışlı su soğutmalı iki farklı ara soğutucu tasarımı için sayısal analiz sonuçları 5 farklı hava hızı için değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen hesaplamalar doğrultusunda farklı hava giriş hızları için elde edilen hız ve sıcaklık dağılım verileri akış yapısı ve ısı taşınım performansları açısından karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Model 1'in termal ve akış analizi



(b)

Şekil 4. Model 1 hava giriş hızı 1m/s iken (a) hız dağılımı (b kesit düzleminde hız vektör alanı

Şekil 4(a)'da, model 1 için 1 m/s hava giriş hızında elde edilen üç boyutlu akış iz çizgileri (streamlines) ve hız dağılımı kontur haritası sunulmaktadır. Bu görselleştirme, akışkanın sistem içindeki hareket yolunu ve hız değişimlerini göstermektedir. Sistem, hava akış yönüne dik olarak konumlandırılmış sıvı soğutma kanallarıyla çapraz akışlı bir düzende çalışmaktadır. Üçgen kesitli kanatçıklar akış yolunda kesit daralmalarına neden olmaktadır. Bu dar bölgelerde yerel hız artışları meydana gelmektedir. Özellikle baypas hatlarında ve çıkışa yakın bölgelerde hava hızının yaklaşık 0.6 m/s seviyelerine ulaştığı gözlemlenmektedir. Bu durum, hava akışının daha düşük hidrolik direnç sunan bölgeleri tercih ettiğini ve sistem içi akış dengesinin kanatçık düzenlemesiyle yönlendirildiğini göstermektedir. Şekil 4(b)'de ise kesit düzleminde gösterilen hız vektör alanı yer almaktadır. Kanatçıkların arka bölgelerinde düşük hızlı alanlar ve belirgin girdap yapıları oluşmaktadır. Bu durum yerel türbülans seviyesinin artmasına neden olmaktadır. Bu girdap yapıları klasik wake oluşum davranışına ve yerel basınç kayıplarının potansiyel kaynaklarına işaret etmektedir. Akışın kanatçıklar arasında hızlanarak yön değiştirmesi, sistemin türbülans üretme kapasitesini ve dolayısıyla ısı transfer performansını doğrudan etkilemektedir. Ancak bu durum aynı zamanda türbülans kaynaklı basınç kayıplarını da beraberinde getirmektedir [8].



Şekil 5. Model 1 hava giriş hızı 1m/s iken kesit yüzey sıcaklıkları

Şekil 5'te görüldüğü üzere, 1 m/s hızla ve 373 K sıcaklıkla giriş yapan hava, 313 K sıcaklığındaki çapraz akışlı su hattı boyunca ilerledikçe soğumaktadır. Kanatçıkların neden olduğu yön değişimi ve akış içi karışım, ısı transferini artırmakta; özellikle 360 K civarında geçiş bölgeleri oluşmaktadır. Akış çıkışa ulaştığında, hava sıcaklığı yaklaşık 330 K seviyelerine düsmekte ve bu da yaklasık 40 K'lik bir sıcaklık azalışına karşılık gelmektedir. Şekilde gözlenen kırmızı sıcaklık kuşağının, çıkışa yakın değil, giriş bölgesini yaklaşık 120-180 mm mesafede geçmiş orta bölgelere doğru yönlendiği görülmektedir. Böyle bir sıcaklık yönelimi, sistemdeki hava akışlarının ve su çapraz konumlandırılmasından ileri gelmektedir. Soğutucu sıvı düşey yönde, hava ise yatay düzlemde hareket ettiğinden, oluşan ısıl gradyen yukarı bölgelerde yoğunlaşmaktadır. Bu durum, çapraz akışlı sistemlerde sıcaklık dağılımının iki boyutlu bir karakter göstermesinden kaynaklanmaktadır [31]. Ayrıca, kanatçık aralıklarında gözlemlenen sıcaklık konturlarının düzenliliği, yüzey üzerinden gerçekleşen konveksiyonla ısı transferinin kararlı bir rejimde sürdüğüne işaret etmektedir.

Şekil 6(a)'da, model 1'e 5 m/s hızla giren havanın iz çizgileri ve hız kontur haritası verilmiştir. Hava, 313 K sıcaklığındaki çapraz akışlı su hattı ile soğutulmakta olup, yüksek giriş hızının etkisiyle merkez bölgede hızın 5 m/s seviyelerine ulaştığı gözlemlenmektedir. Kanatçıklar boyunca bölgesel hız gradyenleri oluşmakta ve baypas hatlarında akış yönlenmesi izlenmektedir. Şekil 6(b)'de ise, kesit düzlemindeki hız vektör alanı gösterilmektedir. Kanatçık önünde ve arkasında akışın yön değiştirdiği ve düşük hızlı alanların oluştuğu gözlemlenmektedir. Akış çizgileri simetrik bir yapı sergilemekte ve hız dağılımı genel olarak düzenli ilerlemektedir.



Şekil 6. Model 1 hava hızı giriş 5m/s iken (a) iz çizgileriyle üç boyutlu görünüm, (b) kesit düzleminde hız vektör alanı



(a)

Şekil 7. Model 1 hava giriş hızı 5m/s iken kesit sıcaklık dağılımı

Şekil 7'de, 5 m/s hızla ve 373 K sıcaklıkla giriş yapan havanın, 313 K sıcaklığındaki çapraz akışlı su hattı boyunca ilerleyişine ait sıcaklık dağılımı sunulmaktadır. Giriş bölgesinde sıcaklık dağılımı homojen şekilde yüksek seviyelerde seyretmekte olup, akış ilerledikçe sıcaklık konturlarında belirgin bir azalma gözlemlenmektedir. Özellikle kanal cidarına yakın bölgelerde sıcaklık değerleri yaklaşık 340 K seviyelerine kadar düşmektedir. Ancak akış çıkış bölgesine ulaştığında, sıcaklığın büyük oranda 350 K civarında kaldığı görülmektedir. Kanatçık dizilimi boyunca gelişen ısıl gradyenler, akış yönlendirmesi ve yüzey temasıyla şekillenmekte; konturlar boyunca izlenen düzenli yapı, sistemdeki ısı geçişinin dengeli şekilde sürdüğünü göstermektedir.

Model 2'nin termal ve akış analizi

Model 2'nin hız 1 m/s için elde edilen hız kontur haritaları ve kanatçıkların akış yönlendirme etkisi Şekil 8'de verilmiştir. Şekil 8(a)'de, giriş havasının çift kademeli bir manifold aracılığıyla içeri alınmasıyla elde edilen hız iz çizgileri sunulmaktadır. Hava, giriş bölümünde daha geniş bir alana yayılmakta ve akışın ilk bölgesinde hız değerleri 1.1 m/s seviyelerine ulaşmaktadır. Akış, giriş bölgesinden itibaren daha dengeli bir şekilde dağılmakta ve boylamsal yönde daha simetrik bir hız alanı gözlemlenmektedir. Baypas hatlarında ve merkez bölgede hız profili daha düzenli ilerlemektedir. Şekil 8(b)'de, kesit düzleminde hava akışına ait hız vektör alanı gösterilmektedir. Akış, kanatçıklar arasında yön değiştirerek ilerlemekte ve arka bölgelerde klasik wake bölgeleri oluşmaktadır. Hız bileşenleri, alt ve üst kanallarda benzer dağılım göstermekte dolayısıyla girdap yapıları simetrik biçimde konumlanmaktadır. Kanatçıklar arası alanlarda hızın 0.8 m/s'yi aştığı bölgelerin olduğu ve düşük hızlı alanların ise genellikle kanatçık arkalarında olduğu anlaşılmaktadır.



(b)

Şekil 8. Model 2 hava giriş hızı 1m/s iken (a) üç boyutlu hız iz çizgileri (b) kesit görünüşü



Şekil 9. Model 2 hava giriş hızı 1m/s iken kesit sıcaklık dağılımı

Şekil 9'da, 1 m/s hızla ve 373 K sıcaklıkla giriş yapan havanın, 313 K sıcaklığındaki çapraz akışlı su hattı boyunca ilerleyişine ait sıcaklık dağılımı sunulmaktadır. Giriş bölgesinde sıcaklık dağılımı homojen şekilde yüksek seviyelerde seyretmekte olup, akış ilerledikçe sıcaklık konturlarında düzenli ve kademeli bir azalma gözlemlenmektedir. Özellikle kanal cidarına vakın bölgelerde sıcaklık değerleri 320-330 K aralığına kadar düsmekte; orta bölgelerde ise sıcaklık daha yüksek seviyelerde korunmaktadır. Kanatçıklar arasında gözlemlenen kontur düzeni, sistem genelinde kararlı bir 1sı transfer davranışını yansıtmaktadır.



(a)



Şekil 10. Model 2 hava giriş hızı 5m/s iken (a)hız dağılımı b) sıvı ve kanal hattının detay görünüşü

Şekil 10 (a)'da, çift kademeli giriş manifolduna sahip model 2'de, 5 m/s giriş hızında elde edilen hız dağılımı sunulmaktadır. Giriş bölgesinde hava akışı daha geniş bir alana yayılmakta, iz çizgileri boyunca hızın kanal merkezine doğru simetrik şekilde ilerlediği görülmektedir. Akışın ana gövde boyunca yoğunlaştığı bölgelerde hız değerleri 6.3 m/s'ye kadar ulaşmakta; hız dağılımı, kanal içinde daha dengeli bir yapı sergilemektedir. Şekil 10(b)'de, akışın kesit düzlemindeki davranışı sunulmaktadır. Hava, kanatçıklar arasında hızlanarak yön değiştirmekte, arka bölgelerde belirgin wake yapıları oluşmaktadır. Hız büyüklüğü konturlarına göre, kanatçıklar arasındaki akış yollarında 5–6 m/s seviyelerine ulaşan bölgeler tespit edilmiştir. Alt ve üst kanallarda izlenen hız dağılımı, kanatçık dizilimi boyunca akışın düzenli şekilde yönlendirildiğini göstermektedir.

Şekil 11'de, 5 m/s hızla ve 373 K sıcaklıkla giriş yapan havanın, 313 K sıcaklığındaki çapraz akışlı su hattı boyunca ilerleyişine ait sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Giriş bölgesinde sıcaklık yüksek seviyelerde olup, akış ilerledikçe sıcaklık konturlarında kademeli bir azalma gözlemlenmektedir. Çıkış bölgesinde ise, toplam 12 adet sıcaklık hattı ayırt edilebilmekte olup, bunların 7'si 350-360 K aralığında, diğer 5'i ise 340-350 K aralığında konumlanmaktadır. Bu katmanlı yapı, hava akışının kanatçıklardan yönlendirilerek ilerlemesiyle, boru dizilimi çevresinden gelen daha soğuk akış bölgeleri arasında gelişen ısıl geçişi yansıtmaktadır. Hava ve suyun dik eksenlerde hareket etmesiyle oluşan çapraz akış konfigürasyonu, sıcaklık dağılımının hem yatay hem düşey düzlemde iki boyutlu bir karakter göstermesine neden olmaktadır. Kanatçık aralıklarında gözlemlenen kontur düzeni, sistem genelinde kararlı bir ısı transfer yapısına işaret etmektedir.



Şekil 11. Model 2 hava giriş 5m/s iken kesit sıcaklık dağılımı

Şekil 12 (a)'da, model 1 için hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumlarda elde edilen çıkış sıcaklık dağılımları sunulmaktadır. 1 m/s hızda, çıkış yüzeyinde homojen ve düşük seviyelerde sıcaklık alanı izlenmekte, buna karşılık Şekil 12 (b)'de 5 m/s hızda sıcaklık dağılımının daha yaygın ve yüksek değerlerde seyrettiği görülmektedir. Şekil 12 (c) ise model 2 için 1 m/s hızda elde edilen çıkış sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. 1 m/s hızda, çıkış yüzeyinde merkezden çevreye doğru değişen bir sıcaklık profili oluşmakta; Şekil 12 (d)'de görüleceği üzere 5 m/s hızda belirgin sıcaklık kuşaklarının ortaya çıktığı ve bu yapıların kanal hizasına göre yönlendiği gözlemlenmektedir. Dolayısıyla Model 2'de, giriş geometrisindeki farklılıkların çıkış yüzeyine yansıyan sıcaklık dağılımını doğrudan etkilemektedir.



Şekil 12. Manifold çıkış sıcaklık dağılımları (a) model 1 hava giriş hızı 1 m/s (b) model 1 hava giriş hızı 5 m/s (c) model 2 hava giriş hızı 1 m/s (d) model 2 hava giriş hızı 1 m/s 5 m/s

Boyutsuz Sayılar

Soğutma performansı ve akış karakteristiklerinin daha kapsamlı değerlendirilmesi amacıyla, farklı hava giriş hızlarında boyutsuz sayılar üzerinden analiz gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, özellikle ΔP , Nusselt (*Nu*) sayı, Reynolds (*Re*) ve Colburn *j* faktörü gibi parametreler hesaplanmış ve model 1 ile model 2'nin karşılaştırmalı performansı sunulmuştur. Analizler, hava giriş hızlarının farklı olduğu 10 senaryo için gerçekleştirilmiştir.

Şekil 13'te, artan Re sayısı ile birlikte her iki model için Nu sayı değerlerinde belirgin bir artış gözlenmektedir. Bu artış, türbülans seviyesinin yükselmesiyle konvektif ısı transferinin güçlendiğini göstermektedir. Model 2, tüm Re aralıklarında Model 1'e kıyasla daha yüksek Nu değerleri sunmuştur. Örneğin Re \approx 3000 seviyesinde Model 2, yaklaşık %15 daha yüksek Nu değerine ulaşmıştır. Bu performans farkı, Model 2'nin optimize edilmiş yönlendirmeli giriş geometrisi sayesinde akış dağılımını daha homojen hâle getirmesiyle açıklanabilir. Bu sayede yüzeyler arası ısı etkileşimi pozitif yönde artmakta, termal direnç düşmekte ve Nu değerleri yükselmektedir.



Şekil 13. *Re* sayısına bağlı olarak *Nu* sayısının Model 1 ve Model 2 için karşılaştırılması

Model 1 ve model 2 için 1, 3, 5, 7 ve 9 m/s hava giriş hızlarında hesaplanan basınç kaybı değerleri Şekil 14'te sunulmaktadır. Her iki modelde de hava hızı arttıkça ΔP artış gözlemlenmekte olup, model 1 ve model 2 arasında oluşan farklar hız arttıkça daha belirgin hale gelmektedir. Veriler, basınç farkının hava hızına karşı logaritmik eğilim gösterdiğini ve model geometrisinin bu değişim üzerinde etkili olduğunu göstermektedir.



Şekil 14. Model 2'nin model 1'e göre j/f ve ΔP değişiminin yüzdelik karşılaştırması

Tablo	6.	Farklı	hava	giriş	hızlarında	j/f	oranı	ve	ΔP
değişir	nleı	ri							

Hava Hızı (m/s)	j/.	ſ	j/f Değişimi (%)	<i>∆P</i> Değişimi (%)
	Model 1	Model 2		
1	0.332	0.397	19.56	-9.14
3	0.3441	0.420	21.98	-9.92
5	0.346	0.431	22.50	-10.30
7	0.345	0.438	26.87	-11.50
9	0.342	0.442	29.40	-12.28

Model 2'nin model 1'e göre performans değişimini göstermek amacıyla farklı hava giriş hızlarında elde edilen j/f oranı değişimi ile ΔP değişimleri Tablo 6'da

sunulmaktadır. j/f oranı pozitif yönde artış gösterirken, ΔP negatif yönde azalma eğilimi göstermektedir. 5 m/s hava giriş hızı için değerlendirildiğinde, model 2'nin model 1'e kıyasla j/f oranında %22.50'lük bir artış, basınç kaybında ise %10.30'luk bir azalma sağladığı görülmektedir. Bu değerler, ısı transfer performansında iyileşme sağlanırken aynı zamanda akış direncinin azaltıldığını göstermektedir. Söz konusu hız değerinde hem termal hem de hidrodinamik açıdan avantaj elde edilmesi, model geometrisindeki değişikliğin sistem verimliliği üzerinde olumlu etkide bulunduğuna isaret etmektedir.



Şekil 15. Boyutsuz akış direnç katsayısı (f) dağılımları

Şekil 15'te, boyutsuz akış direnç katsayısı olan f ile Rearasındaki ilişki sunulmaktadır. Her iki modelde de Re sayısının artışıyla birlikte f değerinde düşüş gözlenmektedir; bu durum, artan akış hızlarında viskoz etkilerin azalmasına bağlanabilir. Ancak Model 2, tüm Re aralıklarında Model 1'e kıyasla daha düşük f değerleri göstermiştir. Özellikle düşük Re sayısı aralığında (~400–600), Model 2'de elde edilen fkatsayısı %10-13 oranında daha düşük bulunmuştur. Bu fark, Model 2'nin daha optimize edilmis giris geometrisi sayesinde akış üzerindeki sürtünme etkilerini azalttığını ve dolavısıvla toplam kaybını düşürdüğünü basinc göstermektedir.



Şekil 16. *Re* sayısına bağlı olarak ısıl ve hidrolik performans değişimi

Şekil 16'da, *Re* sayısına bağlı olarak hesaplanan *j/f* oranları verilmiştir. Bu oran, sistemin ısıl performansının hidrolik kayıplara oranla ne düzeyde avantaj sağladığını göstermesi açısından kritik bir göstergedir. Model 2, tüm *Re* değerlerinde Model 1'e göre daha yüksek *j/f* oranı sunmuştur. Örneğin, Re \approx 5000 seviyesinde Model 1 için *j/f*

oranı yaklaşık 0.021 iken, Model 2 için bu değer 0.026 düzeyinde ölçülmüştür; bu da yaklaşık %24'lük bir performans artışına işaret etmektedir. Bu sonuç, Model 2'nin hem daha verimli bir ısı transferi sunduğunu hem de bunu daha düşük akış direnciyle gerçekleştirdiğini göstermektedir. Artan *Re* ile birlikte bu avantaj daha belirgin hâle gelmekte, optimize edilmiş çift kademeli giriş yapısının ısıl-hidrolik açıdan sistem performansını artırdığı açıkça ortaya konmaktadır.



Şekil 17. Model 2'nin model 1'e göre j/f ve ΔP değişiminin yüzdelik karşılaştırması

Sekil 17'da, bes farklı hava hızı için Model 2'nin Model 1'e kıyasla sağladığı ısı transfer performansındaki (j/f) artış ile basınç kaybındaki (ΔP) azalma yüzdesel olarak sunulmaktadır. Grafik, hem termal hem de hidrolik parametrelerin birlikte değerlendirilerek performans karşılaştırmasının bütüncül biçimde yapılmasına olanak sağlamaktadır. Hava hızı 1 m/s'den 9 m/s'ye arttıkça, Model 2 tüm senaryolarda j/f oranında artış ve ΔP değerinde düşüş sağlamıştır. Örneğin, 5 m/s hızında, j/f oranında %24,44 artış elde edilirken, $\Delta P'$ de %10,71 azalma gözlenmiştir. Bu veriler, çift kademeli giriş yapısına sahip Model 2'nin, yalnızca ısı transfer kapasitesini artırmakla kalmayıp, aynı zamanda akışa karşı oluşan direnci azaltarak sistemin enerji verimliliğini optimize ettiğini göstermektedir. Artan Re sayısına rağmen f değerinde gözlenen azalma eğilimi, Model 2'nin akış yönlendirmede daha etkin olduğunu kanıtlamakta kayıpların ve hidrodinamik minimize edildiğini göstermektedir. Bu sonuclar, giris manifoldundaki geometrik düzenlemelerin, ara soğutucu performansı rolünü açık biçimde üzerindeki kritik ortaya koymaktadır.

Sonuç

Bu çalışma kapsamında, hidrojen yakıt hücreli taşıtlarda kullanılmak üzere geliştirilen bir ara soğutucu sisteminin enerji verimliliği açısından termal ve hidrodinamik performansı sayısal yöntemlerle analiz edilmiştir. İncelemede hava giriş hızları 1 ila 9 m/s aralığında değiştirilerek testler gerçekleştirilmiştir. Enerji transferi, sabit sıcaklıkta çalışan çapraz akışlı bir su hattı aracılığıyla modellenmiştir. İki farklı giriş yapısı karşılaştırılmıştır: Model 1'de tek kademeli klasik bir giriş kullanılmış, Model 2'de ise hava dağılımını daha homojen hale getirmek amacıyla çift kademeli bir yapı tercih edilmiştir.

Bu çalışma, hidrojen yakıt hücreli sistemlerde ara soğutucu tasarımında manifold giriş geometrisinin kritik önemini ortaya koymuştur. Çift kademeli giriş yapısına sahip model 2, tek kademeli model 1'e kıyasla %22.50 daha yüksek *j/f* oranı ve %10.30 daha düşük basınç kaybı sağlamıştır. Kanatçık ve boru hizasında oluşan sıcaklık geçişleri, enerji geçişinin hem dikey hem yatay düzlemde optimize edildiğini göstermektedir.

Yapılan analizlerde hesaplanan Nu sayıları, hava giriş hızına bağlı olarak artış göstermiş ve bu artış özellikle Model 2 tasarımı için daha belirgin hale gelmiştir. Re sayısının yaklaşık 3000 olduğu bölgede, Model 2'nin elde ettiği Nu değeri, Model 1'e kıyasla %15 oranında daha yüksek bulunmuştur. Bu bulgu, çift kademeli giriş geometrisinin sadece akış düzgünlüğünü artırmakla kalmayıp, aynı zamanda 1s1 transfer yüzeyleri üzerindeki konvektif etkilesimi optimize ettiğini ortaya koymaktadır. Yüzeyler arası 1sı geçişinin güçlenmesi, sistemin toplam 1sıl direncini azaltarak daha etkin bir soğutma performansı sağlamaktadır. Sonuc olarak, Model 2'nin yüksek Nu değerlerine ulasması, yalnızca j/f oranındaki artışla değil, aynı zamanda ısı transferinin mutlak kapasitesinde de ivilesme sağladığını doğrulamaktadır. Bu durum, giriş geometrisinin optimize edilmesinin hem boyutsuz performans parametreleri hem de sistem düzeyindeki ısı transferi açısından kritik bir tasarım kriteri olduğunu açıkça göstermektedir.

Sonuç olarak, manifold giriş geometrisinde yapılan yapısal düzenlemelerin, sistemin genel enerji performansı üzerinde önemli bir iyileşme sağladığı görülmektedir. Bu bulgular, enerji sistemleri kapsamında geliştirilecek yeni nesil ara soğutucu tasarımlarında sayısal analizlerin yol gösterici bir araç olduğunu ortaya koymaktadır.

Kaynakça

[1] Akyuz, E., Tezer, T. (2025). Techno-economic feasibility and regression analysis of green hydrogen production from solar and wind energy in Türkiye. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 142, 27 June 2025, pp. 1184-1195, https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.02.151

[2] Y. Xiong, F. Wang, D. Zhao, X. Sun, F. Ren, M. Zhao, J. Hao, Y. Wu, S. Zhang, "Cradle-to-gate GHG emissions and decarbonization potentials of minivan-equipped hydrogen fuel cell system, "*Resources, Conservation and Recycling*, vol. 212, no. 107877, Jan. 2025 https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2024.107877.

[3] T. M. Navinkumar, C. Bharatiraja, "Sustainable hydrogen energy fuel cell electric vehicles: A critical review of system components and innovative development recommendations," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 215, no. 115601, June 2025. https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.115601.

[4] M. Genovese, D. Blekhman, M. Dray, P. Fragiacomo, "Improving chiller performance and energy efficiency in hydrogen station operation by tuning the auxiliary cooling" *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 4, pp. 2532-2546, Jan. 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.10.156

[5] Y. Zhou, J. Kang, B. Chen, W. Zheng, C. Zhang, P. Ming, F. Pan, J. Wang, B. Li, "Formation mechanism and morphology control of cracks in PEMFC catalyst layer during fabrication process: A review," *Advances in Colloid and Interface Science*, vol. 340, no. 103468, June 2025. <u>https://doi.org/10.1016/j.cis.2025.103468</u>

[6] P. K. Thiyagarajan, N. K. Gokuldas, G. Srinavasa, A. K. Rajendran, K. S. Saravanakumar, M. Vasudevan, M. Kannan, C. Durga Prasad, A. A. Aden, "Investigating the Combinations of Operating Parameters of PEMFC Computational Results Using the Taguchi Method," *International Journal of Thermofluids*, vol. 27, no. 101162, May 2025. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101162

[7] W. Li, Y. Wang, P. Zhou, F. He, S. Gao, C. Li, "Simulation analysis of BOP thermal management system for hydrogen fuel cell bus," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 190, no. part B pp. 264-275, Oct. 2024. https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.08.046

[8] C. Yu, W. Zhang, X. Xue, J. Lou, G. Lao, "Analysis of water-cooled thermal characteristics," *Energies*, vol. 14 (24), no. 8332, Dec. 2021. <u>https://doi.org/10.3390/en14248332</u>

[9] Y. Li, Z. Hu, Y. Zhang, J. Li, L. Xu, M. Ouyang, "Optimal performance and preliminary parameter matching for hydrogen fuel cell powertrain system of electric aircraft," *eTransportation*, 21, 100342, Sept. 2024. https://doi.org/10.1016/j.etran.2024.100342.

[10] Kilic, G. A. (2025). Performance Evaluation of Triply Periodic Minimal Surface Heat Exchangers Using Nanofluids at High Flow Rates for Enhanced Energy Efficiency. *Applied Sciences*, *15*(8), 4140.

[11] Gül, M., Akyüz, E. (2023). Techno-economic viability and future price projections of photovoltaic-powered green hydrogen production in strategic regions of Turkey. Journal of cleaner production, 430, 139627.

[12] F. Zhang, B. Zu, B. Wang, Z. Qin, J. Yao, Z. Wang, F. Linhao, K. Jiao, "Developing long-durability protonexchange membrane fuel cells," *Joule*, vol. 9, no. 3, 101853, March 2025. https://doi.org/10.1016/j.joule.2025.101853.

[13] Y. Zhang, Z. Xiao, X. Zhao, J. Wang, Y. Wang, J. Yu, "Experimental and Simulation Study of Proton Exchange Membrane Fuel Cell with 12 μm Thick Membrane over the Temperature Range of 80° C to 120° C," *Membranes*, vol. 15(3), no. 72, Feb. 2025. https://doi.org/10.3390/membranes15030072.

[14] J. Tian, M. S. Ismail, D. Ingham, K. J. Hughes, L. Ma, M. Pourkashanian, "Multiphase, three-dimensional PEM fuel cell numerical model with a variable cross-sectional area flow channel," *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, vol. *33*(8), pp. 2778-2799, June 2023. https://doi.org/10.1108/HFF-02-2023-0075.

[15] S. Y. Kim, H. K. Cho, "Turbulence model assessment and heat transfer phenomena inside a rectangular channel under forced and mixed convection," *International Journal* of Heat and Mass Transfer, vol. 185, no. 122388, Apr. 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122388.

[16] R. Kaiser, C. Y. Ahn, Y. H. Kim, J. C. Park, "Performance and mass transfer evaluation of PEM fuel cells with straight and wavy parallel flow channels of various wavelengths using CFD simulation," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 51, pp. 1326-1344, Jan. 2024. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.05.025.

[17] H. Djemel, S. Chtourou, M. Baccar, "Three-dimensional numerical study of a new intercooler design," *International Journal of Thermofluids*, vol. 17, no. 100263, Feb. 2023. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100263.

[18] C. Q. Duong, P. X. Pham, T. D. Luong, "Experimental and Theoretical Investigations of a Plate-Fin Water Intercooler Equipped in a Boosted Diesel Engine," *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 145(2), no. 022902, Nov. 2022. https://doi.org/10.1115/1.4056142.

[19] Q. Zhang, S. Qin, R. Ma, "Simulation and experimental investigation of the wavy fin-and-tube intercooler," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, pp. 32-40, Sept. 2016. https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.04.003.

[20] A. C. Patrao, I. Jonsson, C. Xisto, A. Lundbladh, T. Grönstedt, "Compact heat exchangers for hydrogen-fueled aero engine intercooling and recuperation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 243, no. 122538, Apr. 2024 https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122538.

[21] S. M. Baek, S. H. Yu, J. H. Nam, C. J. Kim, "A numerical study on uniform cooling of large-scale PEMFCs with different coolant flow field designs," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31(8-9), no. 8-9, pp. 1427-1434, June 2011. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.01.009.

[22] G. Zhang, Z. Qu, W. Q. Tao, X. Wang, L. Wu, S. Wu, X. Xie, C. Tongsh, W. Huo, Z. Bao, K. Jiao, Y. Wang, "Porous flow field for next-generation proton exchange membrane fuel cells: materials, characterization, design, and challenges," *Chemical Reviews*, vol. 123(3), no. 3, pp. 989-1039, Dec. 2022.

https://doi.org/10.1021/acs.chemrev.2c00539.

[23] ANSYS Inc, *ANSYS Fluent 2023 R2 User's Guide*, 2023. ANSYS Inc.

[24] Kilic, G. A. (2023). An experimental analysis on the effects of passive liquid cooling system on thermal management system. *International Journal of Thermofluids*, 18, 100370.

https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100370.

[25] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. John Wiley & Sons, New York.

[26] G.A. Kilic, E. Yalcin, A.A. Aydin (2019). Optimum operating temperature range of phase change materials used in cold storage applications: A case study. In *Environmentally-benign energy solutions*, pp. 711-726. Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-20637-6 35.

[27] M. Z. Saghir, G. A. Kilic, "Experimental Forced Convection Study Using a Triply Periodic Minimal Surface Porous Structure with a Nanofluid: Comparison with Numerical Modeling," *Applied Sciences*, vol. 14(17), no. 7594, Aug. 2024. https://doi.org/10.3390/app14177594.

[28] X. Tang, Q. Shi, Z. Li, S. Xu, M. Li, "Research on the influence of the guide vane on the performances of intercooler based on the end-to-end predication model," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 192, no.122903, Aug 2022. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122903.

[29] S. Kakac, R. K. Shah, W. Aung, Handbook of single-phase convective heat transfer, 1987.

[30] R. L. Webb, N. H. Kim, "Principles of Enhanced Heat Transfer," *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 17, no. 4, pp. 293–300, 2010.

[31] R. M. Manglik, A. E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows," *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, no. 3, pp. 526–528, Nov. 1993. https://doi.org/10.1115/1.2911384.

[32] J. Dong, J. Chen, Y. Chen, Y. Zhou, "Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 5, pp. 1506–1515, May 2007. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.11.023.

[33] H. Atalay, M. T. Çoban, "Modeling of cross flow air-gas heat exchanger using finite difference method," *Journal of Polytechnic*, vol. 21(1), pp. 155-163, March 2018. https://doi.org/10.2339/politeknik.389585.

[34] A. Ali, M. Houda, A. Waqar, M.B. Khan, A. O. Deifalla (2024). A review on application of hydrogen in gas turbines with intercooler adjustments. *Results in Engineering*, 101979. https://doi.org/10.1016/j.rineng.2024.101979.

[35] A. Kibishov, G. A. Kilic, N. Rustamov, N. Genc, "Thermal Analysis of Radiation Heat Transfer of Improved Fractal Solar Collectors," *Applied Sciences*, vol. 14(23), no. 11155, Nov. 2024. https://doi.org/10.3390/app142311155.