



Kahramanmaraş Sütçü İmam University

Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 31.01.2023
Kabul Tarihi : 12.06.2023

Received Date : 31.01.2023
Accepted Date : 12.06.2023

BORU DEMETİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE FARKLI BORU ÇAPI KULLANIMININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRMEYE ETKİSİ

THE EFFECT OF USE OF DIFFERENT DIAMETER ON IMPROVEMENT OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN TUBE BANK HEAT EXCHANGERS

Muhammet Nasıf KURU^{1*} (ORCID: 0000-0002-5941-1221)

Mehmet Tahir ERDİNÇ² (ORCID: 0000-0003-2201-2937)

İlyas KARASU³ (ORCID: 0000-0003-3118-6236)

Şaban ÜNAL⁴ (ORCID: 0000-0002-4276-2412)

¹ Tarsus Üniversitesi, Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Tarsus, Mersin, Türkiye

² Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus, Mersin, Türkiye

³ Samsun Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, Samsun, Türkiye

⁴ Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Muhammet Nasıf KURU, mnasifkuru@tarsus.edu.tr

ÖZET

Boru demeti ısı değiştiricilerinde, boruların içindeki akışkana çapraz yönde etrafından geçirilen başka bir akışkan ile ısı transferi gerçekleştirilir. Boru dışından çapraz yönde geçirilen akışkan çoğunlukla gaz akışkanlardır. Art arda yerleştirilen borularda, en fazla ısı transferi çoğu kez birinci boruda elde edilmektedir. Birinci borudan sonra ısı ve akış karakteristiği birbirine benzer hal almaktadır. Bu durumda, hız ve sıcaklık konturlarının tekrarlanması ile periyodik akış elde edilmiş olur. Ardışık olarak gelen borularda sınır tabakanın sürekli olarak yenilenmesini sağlamak, diğer borularda birinci borudaki gibi yüksek ısı transferi elde edilmesine imkân tanyacaktır. Isı transferi iyileştirilirken en önemli sorun basınç düşümünün de artmasıdır. Bu çalışmada düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetinde, art arda yerleştirilen dört farklı çaptaki borular kullanılarak, ısı transferinin artırılması ve basınç düşümünün azaltılması amaçlarıyla sayısal optimizasyon yapılmıştır. Karşılaştırmalar, ısı transferi yüzey alanının sabit, borular arasındaki boyuna ve enine mesafelerin aynı olduğu varsayılarak yapılmıştır. Düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetinde ardışık olarak yerleştirilen dört adet borunun çaplarının $D_1 = 5 \text{ mm}$, $D_2 = 15 \text{ mm}$, $D_3 = 6 \text{ mm}$, $D_4 = 14 \text{ mm}$ olması durumunda ısı transferi %14.5 oranında artarken, basınç düşümü de %377 oranında artmıştır.

Anahtar Kelimeler: Boru demeti, farklı çaplarda borular, ısı transferi, basınç düşümü, optimizasyon

ABSTRACT

In tube bank heat exchangers, heat transfer is carried out with another fluid which is passed around in the cross direction to the fluid inside the tubes. The fluid that passes through the outside of the tube in the cross direction is also mostly gas fluids. In tubes placed one after another, the highest heat transfer is usually obtained in the first tube. The heat and flow characteristics become similar to each other after the first tube. In this case, periodic flow is obtained by repeating the velocity and temperature contours. Ensuring that the boundary layer is constantly renewed in successive tubes allows obtaining high heat transfer in the other tubes, as in the first tube. While improving heat transfer, the most important problem is the increase in pressure drop. In this study, a numerical optimization was carried out in order to increase the heat transfer and reduce the pressure drop by using tubes of four different diameters placed in an in-line arrangement. Comparisons are made assuming that the heat transfer surface area is constant and the longitudinal and transversal distances between the tubes are the same. If the diameters of four tubes are placed successively where $D_1 = 5 \text{ mm}$, $D_2 = 15 \text{ mm}$, $D_3 = 6 \text{ mm}$, $D_4 = 14 \text{ mm}$, the heat transfer increases by 14.5% and the pressure drop increases by 377%.

Keywords: Tube bank, tubes in different diameters, heat transfer, pressure drop, optimization

ToCite: KURU, M. N., ERDİNÇ, M. T., KARASU, İ., ÜNAL, Ş. (2023). BORU DEMETİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE FARKLI BORU ÇAPI KULLANIMININ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRMEYE ETKİSİ. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 26(3), 625-636.

GİRİŞ

Boru demeti ısı değiştiricileri endüstride ısıtma, soğutma, iklimlendirme gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Etkin bir tasarım için boru demetinin ağırlığının azaltılması, hacminin küçültülmesi ve maliyetinin düşürülmesi çok önemlidir. Bu nedenle, boru demetlerinde dairesel ve dairesel olmayan (kam şekilli, elmas dilimli, eliptik vb.) boru geometrileri çalışılmaya devam etmektedir. Ayrıca, boru demetlerinde girdap üreticileri, farklı tipteki kanatlar (eksenel, düz, dalgalı, oluklu) gibi birçok yöntem araştırmacılar tarafından ısı veriminin artırılması için kullanılmaktadır.

Literatürde, dairesel geometriye sahip boru demetlerinde en önemli ve kapsamlı sonuçlar Zukauskas (1972), Zukauskas ve Ulinskas (1985) tarafından bir çok boyutsuz sayının etkisine bağlı olarak, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişler için verilmiştir. Buyruk (1999) dairesel geometri ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde ısı ve akış karakteristiklerini incelemiştir. Khan vd. (2006) karmaşık değişen teorisini kullanarak temel korunum denklemlerini analitik olarak çözmüşler, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı boru demetleri için analitik bağıntılar sunmuşlardır.

Dairesel geometriler üretilmesi kolay olduğundan sıklıkla kullanılmaktadır. Fakat akım şekline uygun hale getirilen geometrilerde (oval, eliptik, kanat, kama, elmas vb.) sürtünme direnci azaltılabilir, böylece boru demetinin ısı verimi artırılabilir. Boru demetlerinin ısı veriminin iyileştirilebilmesi için, akış karışması, girdap oluşumu ve sınır tabaka yenilenmesi kontrol edilmelidir. Bu nedenle, dairesel olmayan geometrilerin incelenmesi önem arz etmektedir. Bahaidarah vd. (2005) dairesel ve yassı geometriye sahip boru demetlerini ısı verim açısından incelemişlerdir ve yassı geometrinin daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir. Horvat ve Mavko (2006) silindirik ve kanat şekilli boru geometrisine sahip boru demetlerinde sürtünme katsayısı ve Stanton sayısını kullanarak sayısal çalışmalar yapmışlardır. Kanat şekilli boru demetlerinde, düşük Reynolds sayısında sürtünme katsayısı ve Stanton sayısının daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ibrahim ve Gomaa (2009) eliptik geometriye sahip boru demetindeki akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 5600 ile 40000 aralığında değişmektedir, eliptik geometrinin küçük-büyük eksen oranı 0,25, 0,33, 0,5 ve 1 olarak alınmıştır, hücum açısı ise 0 ile 150° arasında değişmektedir. Sonuç olarak, hücum açısının saat yönünde 90° döndürülmesi, ısı transferini kayda değer bir şekilde arttırmıştır. Sabit kütleli debide, en iyi ısı verim hücum açısının 0° olduğu durumda, en düşük ısı verim ise hücum açısının 90° olması durumunda elde edilmiştir.

Lavasani vd. (2014) kama şekilli boruların kullanıldığı ve düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada iki farklı boyutsuz boyuna aralık oranı $s_L^* = 1,5$ ve $s_L^* = 2$ ve sabit boyutsuz enine aralık oranı $s_T^* = 1,25$ için sonuçlar sunulmuştur. Reynolds sayısı eşdeğer çap kullanılarak tanımlanmış ve 27000 ile 42500 aralığında değişmektedir. Birinci ve ikinci sütündeki boruların sırasıyla maksimum ve minimum sürüklenme katsayılarına sahip olduğunu bulmuşlardır. Sonuç olarak, kam şekilli boruların dairesel boruya göre ısı-hidrolik verimi yaklaşık olarak 6 kat arttırdığını belirtmişlerdir. Bayat vd. (2014) kaydırılmış sıralı diziliş ve kam şekilli boru geometrisine sahip boru demetlerinin ısı-hidrolik verimini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, kama şekilli boruların dairesel borulara göre yaklaşık %92-93 daha az basınç düşümüne neden olduğu sonucuna varılmıştır. Mangrulkar vd. (2017) tarafından yapılan çalışmada, kam şekilli boruya sahip boru demetlerinin dairesel boru demetlerine göre daha verimli olduğu ve üretim aşamasındaki zorluklardan dolayı, Reynolds sayısının 30000'den küçük olması gerektiği belirtilmiştir.

Sayed Ahmed vd. (2014), kanat şekilli boru geometrisine sahip boru demetlerinin ısı transferi karakteristiklerini ve etkinliğini, kaydırılmış sıralı diziliş için deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada kanat şekilli borular içerisinden $Re = 500$ olacak şekilde su geçirilmiştir. Hava tarafında ise Reynolds sayısı 1800 ve 9700 aralığında değiştirilmiştir. Hücum açısı 0° ile 330° arasındadır. En iyi ısı verim ve etkinlik değerleri, hücum açısı ve Reynolds sayısının en düşük olduğu durum için elde edilmiştir. Çalışmada, kanat şekilli boruların etkinliğinin, eliptik ve dairesel şekilli borulara göre daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır. Boru demetinde farklı boru profillerinin aynı anda kullanıldığı çalışmalar son zamanlarda artmıştır. Abolfathi vd. (2021) boru demetlerinde, kam şekilli ve silindirik boruların karışık olarak kullanılmasının boru demetinin ısı verimine etkisini incelemişlerdir.

Boru demetinin veriminin artırılması yanında, en düşük basınç kaybı, en az ısı transfer yüzey alanı, en küçük hacim gibi parametrelerin de istenmesi sebebiyle, boru demetlerinin optimizasyonu araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Enerji maliyetlerinin zamanla artması nedeniyle, ısı değiştiricilerindeki ısı transferinin geliştirilmesi önem arz etmektedir. Böylece daha düşük enerji maliyeti ve daha hafif tasarımlar elde edilebilecektir. Jayavel ve Tiwari (2008) etkin bir ısı değiştiricisi tasarımında, ısı transferinin artırılması ve basınç düşümünün azaltılmasının amaçlanmasının

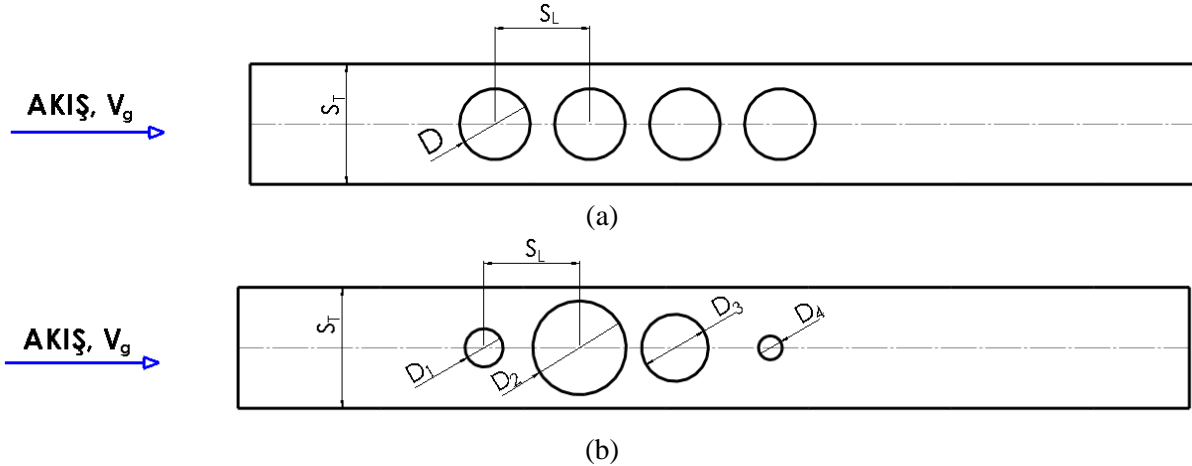
gerektiğini belirtmişlerdir. Yılmaz ve Yılmaz (2016) ve Yılmaz vd. (2017), verilen basınç düşümü ve boru demetinin etkinliği için maksimum ısı transferi ve minimum hacmin elde edildiği optimizasyon çalışmaları yapmışlardır. Kuru vd. (2020), dairesel geometriye sahip boru demetlerinin, kaydırılmış sıralı diziliş için, aksel kanatlı ve kanatsız durumunda, ısı ve akışın sayısal optimizasyonunu incelemişlerdir. Bu çalışmada, verilen kütleli debi, müsaade edilebilir basınç düşümü ve boru demeti etkinliği için, boru demetinden maksimum ısı transferi ve minimum hacim elde edilmiştir. Sonuçta, aksel kanatların ısı transferini iyileştirdiği ve boru demeti hacminin aksel kanat kullanılarak %42,7 küçültülebildiği sonucuna varılmıştır. Erdinc vd. (2021) elmas dilimli geometrilerin sayısal optimizasyonunu yaparak dairesel geometriyle karşılaştırmışlardır.

Ardışık olarak yerleştirilen silindirik boruların kullanıldığı düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde, borular arasındaki girdap bölgesinin ısı transferini azalttığı literatürdeki çalışmalardan görülmektedir. Bu nedenle, bu çalışmada farklı çapta dairesel borular kullanarak, girdap bölgesinde ısı transferinin ve basınç düşümünün sayısal optimizasyon çalışmaları neticesinde iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Isı ve akış analizleri ANSYS programı yardımıyla, optimizasyon çalışması ise ModeFRONTIER programı ile yapılmıştır.

MATERYAL VE METOD

Parametrik Model

Boruların eşit ve farklı çaptaki şematik gösterimleri düzgün sıralı dizilişe sahip boru demeti için Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu çalışmada ısı transferi yüzey alanının, enine ve boyuna uzunlukların sabit ($s_L = s_T = 19.05 \text{ mm}$) olduğu kabul edilmiştir. Eşit çap durumu için $D = 10 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 1. (a) Eşit (b) farklı çaptaki borudan oluşan düzgün sıralı dizilişe sahip boru demeti

Korunum Denklemleri

Sayısal çalışmalarda akış ve ısı transferinin iki boyutlu, sürekli, sıkıştırılamaz ve türbülanslı olduğu varsayılmıştır. Yapılan çalışmalarda RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Korunum denklemleri ve türbülans denklemleri aşağıda Eş. (1), (2) ve (3)'te görüldüğü gibi verilmektedir (Ansys, 2021, Erdinc, 2023).

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve enerji yayılım oranı (ϵ) diferansiyel denklemleri kararlı durumda Eş. (4) ve Eş. (5)'te görüldüğü gibi yazılır.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

k ve ε 'un ters efektif Prandtl sayısı α_k ve α_ε olarak gösterilmektedir. G_k , ise türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu göstermektedir ve Eş. (6)'da görüldüğü gibi ifade edilebilir.

$$G_k = -\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] \quad (6)$$

μ_{eff} , efektif türbülans vizkozitedir ve Eş. (7)'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır. Eş. (7)'deki μ_t değeri ise Eş. (8) kullanılarak hesaplanabilir.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Burada, $C_\mu = 0,0845$ olarak alınmıştır (Ansys, 2021). RNG teorisi kullanılarak türetilen $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ sabitleri ise 1,42 ve 1,68'dir.

Veri Analizi

Reynolds sayısı, Re akış kesitinin minimum olduğu alandaki maksimum ortalama hıza V_{max} bağlı olarak Eş. (9)'da görüldüğü gibi tanımlanır.

$$Re = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (9)$$

Maksimum ortalama hız Eş. (10) ile hesaplanır.

$$V_{max} = \frac{s_T}{s_T - D} V_g \quad (10)$$

Ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}) ise aşağıdaki Eş. (11) kullanılarak hesaplanır.

$$\overline{Nu} = \frac{q'' D}{k_{hava} \Delta T_{LM}} \quad (11)$$

Burada, q'' boru yüzeyindeki ısı akısı [W/m^2], k_{hava} havanın ısı iletim katsayısı [$W/m.K$], ΔT_{LM} logaritmik sıcaklık farkıdır [K]. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı için aşağıdaki Eş. (12) yazılabilir.

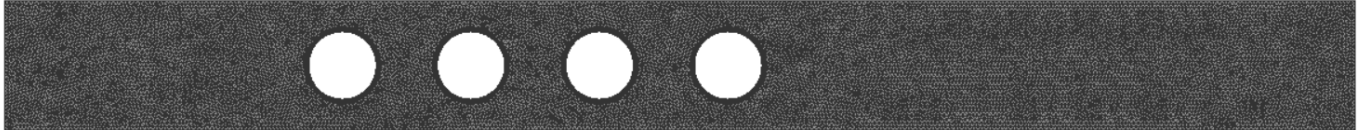
$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{duvar} - T_{giriş}) - (T_{duvar} - T_{çıkış})}{\ln \frac{T_{duvar} - T_{giriş}}{T_{duvar} - T_{çıkış}}} \quad (12)$$

Burada, T_{duvar} [K] boru yüzey sıcaklığını, $T_{giriş}$ [K] giriş sıcaklığını ve $T_{çıkış}$ [K] çıkış sıcaklığı ifade etmektedir.

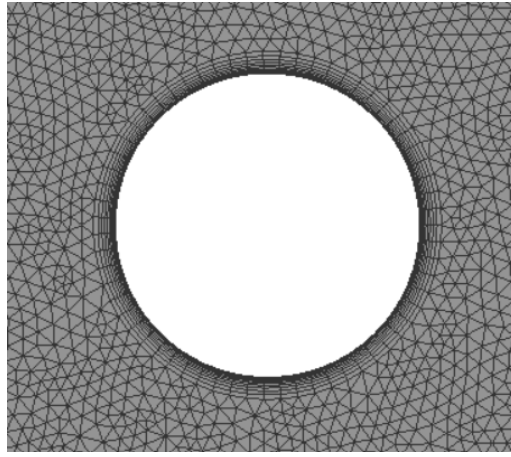
Sayısal Yöntem ve Optimizasyon

Momentum ve türbülanslı kinetik enerjinin ana denklemleri, ikinci mertebeden ayrıklaştırma şeması kullanılarak çözülmüştür. Hız-basınç bağlantısı, COUPLED algoritması ile yapılmıştır. Yakınsama kriteri enerji denklemleri için

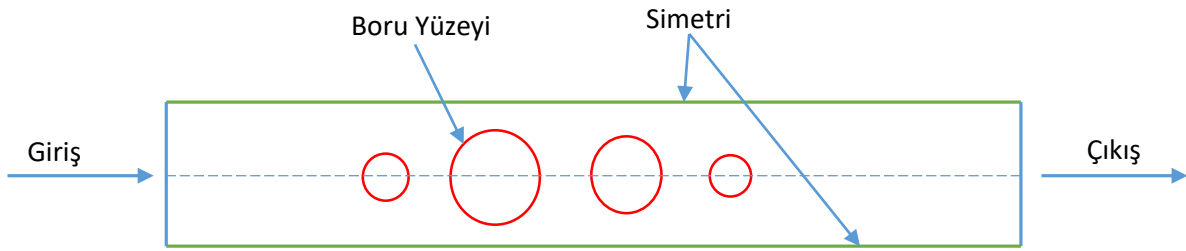
10^{-8} , akış denklemleri için ise 10^{-5} olarak belirlenmiştir. Şekil 2a'da gösterilen ağ yapısı için üçgenel elemanlar kullanılmıştır. Duvarlara komşu ağ noktaları dörtgenel elemanlar kullanılarak sıklaştırılmıştır (Şekil 2b), böylece y^+ değerleri 1 ile 5 arasında değişmektedir. Akışkan olarak havanın kullanıldığı çalışmalarda havanın sabit termofiziksel özelliklere sahip olduğu kabul edilmiştir. Farklı çaptaki borudan oluşan düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetine ait sınır yüzeyleri Şekil 2c'de gösterilmektedir. Burada, sınır koşulu olarak, girişte hız girişi, çıkışta basınç çıkışı, yan yüzeylerde simetri, boru yüzeyi için sabit duvar sıcaklığı kullanılmıştır. Doğrulama çalışmasında kullanılan model için ağdan bağımsızlık çalışması $Re = 1000$ için yapılmıştır ve dört farklı eleman sayısı için sonuçlar Tablo 1'de verilmiştir. Tablo 1'de 3 numaralı ağ yapısı ile 4 numaralı ağ yapısının arasındaki fark Nu ve f açısından sırasıyla 0.2% ve 0.3%'dir. Hesaplama zamanından kazanmak için 3 numaralı ağ yapısı optimizasyon çalışmalarında kullanılmıştır.



(a)



(b)



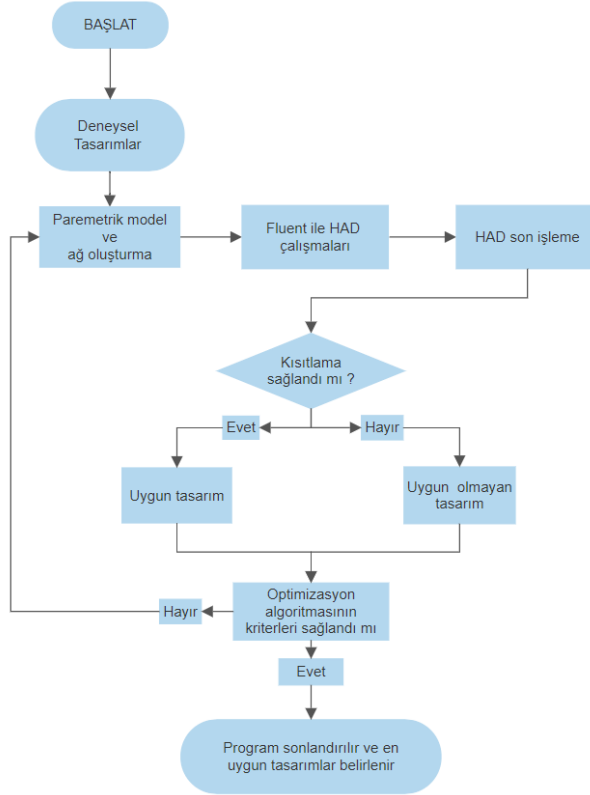
(c)

Şekil 2. Düzgün sıralı dizilişe sahip boru demeti için (a) ağ yapısı (b) tek bir boru etrafındaki ağ yapısı (c) sınır koşulları

Tablo 1. Farklı eleman sayıları için $Re = 1000$ 'de ağdan bağımsızlık çalışması

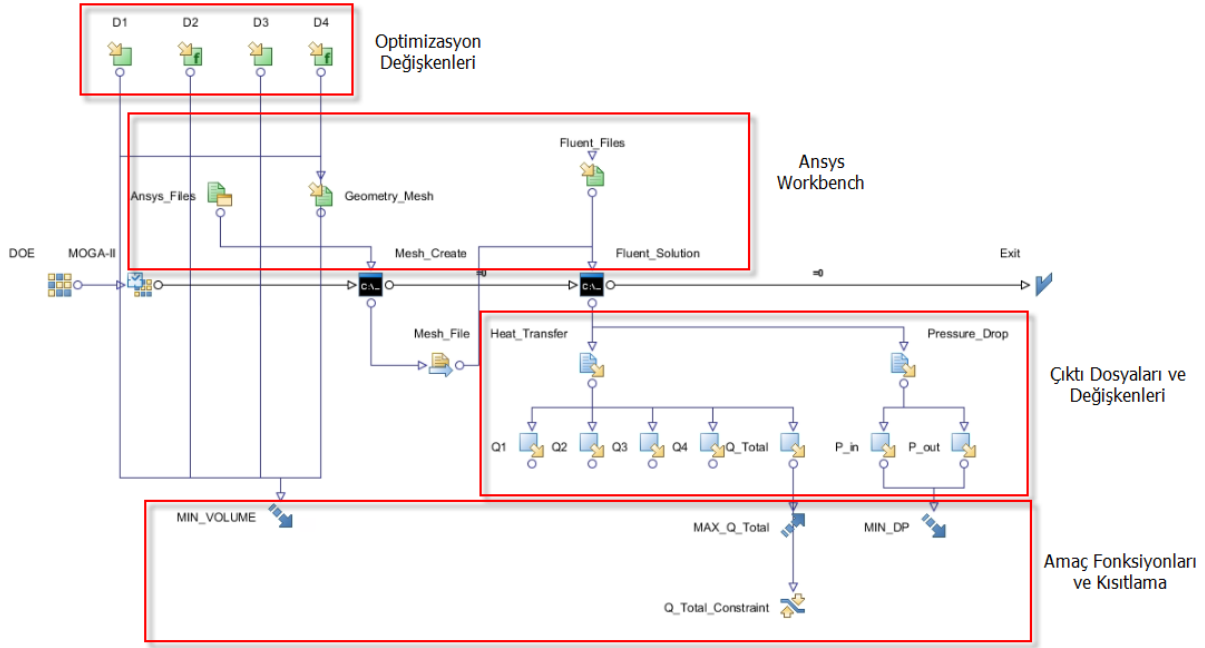
Eleman Sayısı	\overline{Nu}	f
9664	13,06	0,351
21202	14,05	0,362
30604	15,20	0,380
102308	15,23	0,381

Sayısal optimizasyon çalışmalarında çok amaçlı genetik algoritma kullanılmıştır. Şekil 3'te bu çalışmada oluşturulan optimizasyon iş akışına ait akış şeması görülmektedir. İlk olarak, başlangıç tasarımları belirlenir ve en uygun tasarımlar bu değerlerin etrafında aranır. Kullanılacak optimizasyon algoritması, optimizasyon değişkenleri, amaç fonksiyonları, kısıtlamalar, girdi ve çıktı değişkenleri (alt ve üst sınırları ile birlikte) belirtilir. Optimizasyon değişkenlerinin her bir farklı değeri için parametrik model güncellenip çözdürülerek, çıktı değerleri amaç ve kısıtlamalarda kullanılır. Böylece, optimizasyon algoritması maksimum yineleme sayısına kadar en uygun tasarımı bulmaya çalışır.



Şekil 3. Optimizasyon iş akış şeması

Şekil 4'te ModeFRONTIER ile kurulan optimizasyon iş akışı ile parametrik model ve optimizasyon algoritması bütünleştirilir ve optimum boru demeti tasarımları elde edilir. Optimizasyon algoritmasında, optimum tasarımları bulmaya başlamadan önce, deneylerin tasarımı (DOE) olarak tanımlanan başlangıç tasarımları belirtilmelidir. Bu deneylerin tasarımı, optimizasyon problemi için başlangıç noktasını oluşturur. İlk olarak, optimizasyon probleminin girdi değişkenleri tanımlanır ve buna göre daha önceden ANSYS ortamında oluşturulan parametrik model kullanılarak tasarım gerçekleştirilir. Bu tasarım için ANSYS Fluent programı kullanılarak sonuçlar elde edilir ve çıktı dosyalarına sonuçlar yazılır. Eğer kısıtlama sağlandı ise, bu tasarım uygun tasarım olarak kaydedilir, sağlanmadıysa uygun olmayan tasarım olarak kaydedilir. Optimizasyon algoritması, yakınsama kriteri sağlanana kadar devam eder. Böylece bütün tasarımlar elde edilir. ModeFRONTIER programı, optimum tasarımları bu uygun tasarımlardan seçer ve bunları Pareto tasarımlar olarak listeler. Pareto tasarımlar, optimum tasarımları göstermektedir. Pareto tasarımlarda, bir amaç fonksiyonu daha iyi olurken diğeri kötüleşir. Tasarımcı, kendi amacına uygun olarak bu Pareto tasarımlardan birine optimum tasarım olarak karar verebilir.



Şekil 4. Boru demeti optimizasyon çalışmaları için ModeFRONTIER'da kurulan iş akış şeması

Doğrulama

Sayısal çalışmaların doğruluğunun ispatlanması gerekir. Bunun için, yapılan hesaplamalar deneysel veriler/analitik sonuçlar ile karşılaştırılmalıdır. Zukauskas (1972) tarafından boru demetleri üzerindeki çapraz akış detaylı olarak incelenmiş, geniş bir Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı aralığında deneysel ilişkiler ve grafikler sunulmuştur. Sunulan veriler, literatürde boru demetini inceleyen araştırmacıların doğrulama çalışmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sayısal çalışmanın doğrulamasında da, Zukauskas (1972) tarafından düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetleri için sunulan deneysel veriler kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayıları (\overline{Nu}) ve sürtünme faktörü (f), dört farklı Reynolds sayısı için (1000, 2000, 3000, 4000) elde edilmiştir. Doğrulama çalışmasında, akışkan olarak hava kullanılmış ve havanın termofiziksel özellikleri Prandtl sayısının 0,707 olduğu değerde seçilmiştir. Reynolds sayısının $10^3 - 2 \times 10^5$ arasında olduğu durumda, Zukauskas (1972) tarafından sunulan bağıntı Eş. (13)'te verilmiştir.

$$\overline{Nu} = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (13)$$

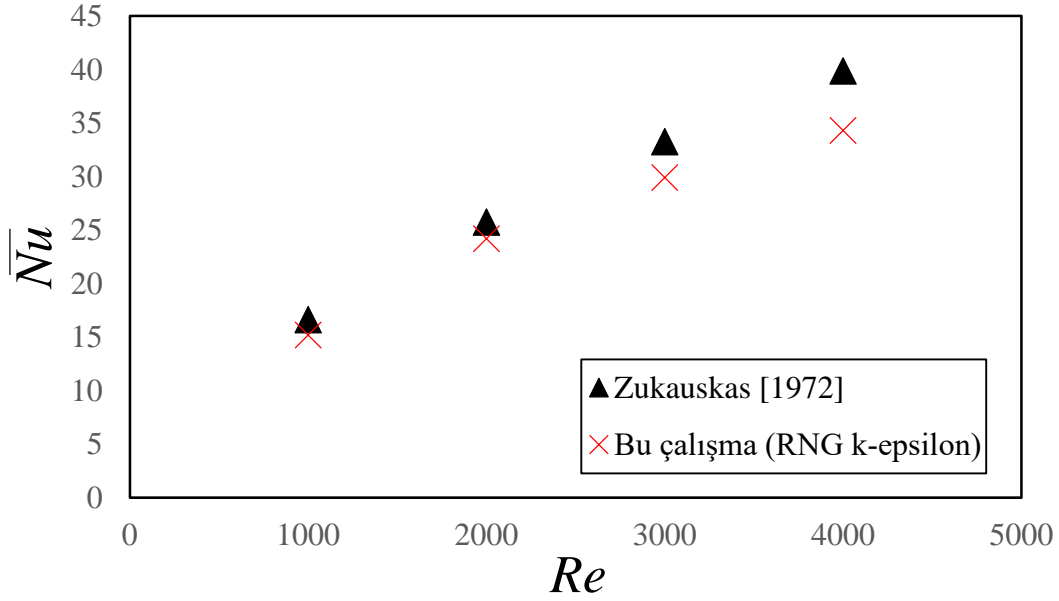
Bu denklemde akış boyunca olan boru sayısının (N_L) 16'dan fazla olduğu kabul edilmiştir. Fakat bizim çalışmamızda, boru sayısının dört olması dolayısıyla, yine Zukauskas (1972) tarafından sunulan düzeltme katsayısı olarak 0,9 değeri kullanılmıştır. Sonuç olarak, ısı transferinin göstergesi olan ortalama Nusselt sayılarının karşılaştırmasında Eş. (14) kullanılmıştır.

$$\overline{Nu} = 0.9 \cdot 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (14)$$

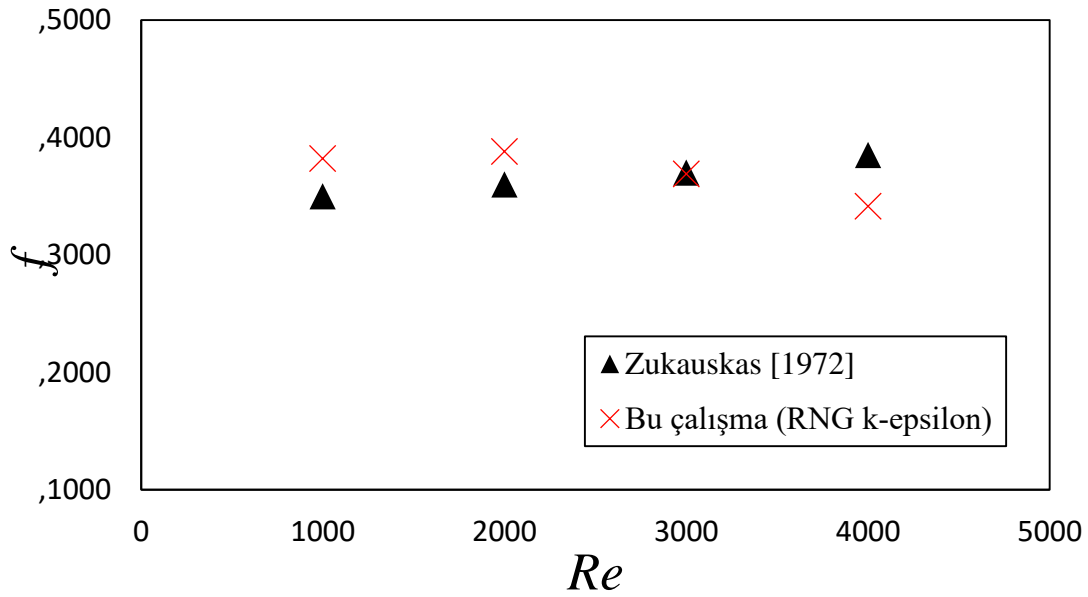
Benzer şekilde, sürtünme faktörünün doğrulanmasında da yine Zukauskas (1972) tarafından verilen aşağıdaki Eş. (15) kullanılmıştır.

$$\Delta P = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (15)$$

Buradaki, düzeltme katsayısı χ ve sürtünme faktörü f , Zukauskas (1972) tarafından sunulan grafiklerden elde edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}) Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 5'te, sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı ile değişimi ise Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 5. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 6. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

DeneySEL veriler ile bu çalışmada elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış olup, elde edilen sayısal sonuçların deneysel verilere göre farkları Tablo 2’de sunulmuştur. Zukauskas (1972) tarafından verilen deneysel sonuçların $\pm\%15$ belirsizliği bulunmaktadır. Bu durum göz önüne alındığında, RNG k- ϵ modelinin sonuçlarının kabul edilebilir olduğu kanaatine varılmış olup bundan sonraki çalışmalarda bu modelin doğru sonuçlar vereceği kabul edilmiştir.

Tablo 2. Doğrulama çalışmasının deneysel sonuçlara göre farkı

Re	Nu	f
	Fark (%)	
1000	-8,70	9,15
2000	-6,08	7,84
3000	-10,12	-0,23
4000	-13,95	-11,30

BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen optimizasyon sürecindeki amaç, boru demetinde sabit ısı transferi yüzeyi kabul ederek, ısı transferini arttırmak ve basınç düşümünü azaltmaktır. Optimizasyon probleminde dört adet boru kullanılmıştır, bu boruların çapları optimizasyon değişkeni olarak atanmıştır. Toplam ısı transferi yüzey alanı sabit olacak şekilde boru çapları değişmektedir. Örneğin $D_1 = 5 \text{ mm}$ iken $D_2 = 15 \text{ mm}$ olmaktadır, benzer şekilde $D_3 = 8 \text{ mm}$ iken $D_4 = 12 \text{ mm}$ olmaktadır. Ayrıca, dört borunun da çapının $D = 10 \text{ mm}$ olduğu durumda elde edilen ısı transferi en az olacak şekilde kısıtlama eklenmiştir. Böylece, farklı çap kullanımı durumunda elde edilen ısı transferinin aynı çapa göre artıp artmayacağını belirlemek amaçlanmıştır. Çok amaçlı optimizasyon problemi Tablo 3’de görüldüğü gibi formüle edilmiştir.

Tablo 3. Çok amaçlı optimizasyon tanımlaması

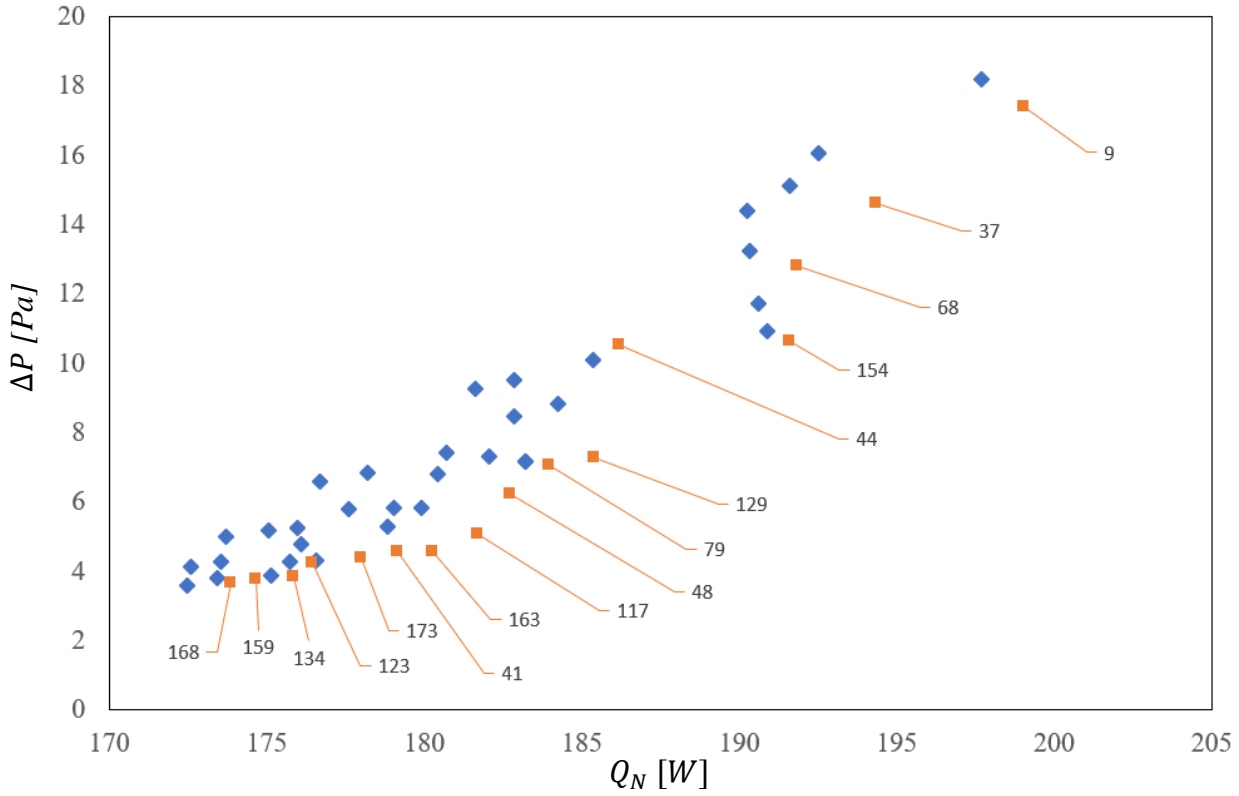
Amaç Fonksiyonu	\dot{Q}_N arttırma, ΔP_N azaltma
Kısıtlama	$\dot{Q}_{N, \text{eşit çap}} = 172.5 \cdot 10^{-3} \text{ kW} \leq \dot{Q}_N$
Sınırları ve adımları ile optimizasyon değişkenleri	$5 \text{ mm} \leq D_1 \leq 15 \text{ mm}$, adım = 1 mm $5 \text{ mm} \leq D_2 \leq 15 \text{ mm}$, adım = 1 mm $5 \text{ mm} \leq D_3 \leq 15 \text{ mm}$, adım = 1 mm $5 \text{ mm} \leq D_4 \leq 15 \text{ mm}$, adım = 1 mm
Veriler	$V_g = 1.25 \text{ kg/s}$, $T_g = 298.15 \text{ K}$, $T_{\text{duvar}} = 328.15 \text{ K}$

Bu çalışmada hava için kullanılan termo fiziksel özellikler, $T = 300 \text{ K}$ ’de hesap edilmiştir ve Tablo 4’te listelenmiştir.

Tablo 4. Hava için termo fiziksel özellikler

$\rho = 1,1614 \text{ kg / m}^3$
$c_p = 1,007 \text{ kJ/(kg K)}$
$\mu = 1,846 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
$k_{\text{hava}} = 0,0263 \text{ W/(m K)}$
$\text{Pr} = 0,707$

Optimizasyon iş akışı rastgele oluşturulan 11 deneysel tasarım ile çalıştırılmıştır. Çok Amaçlı Genetik Algoritmasının optimizasyon algoritması olarak kullanıldığı bu çalışmada, toplam olarak 49 tasarım elde edilmiştir. Elde edilen tasarımlardan 16 tanesi Pareto tasarım olup, her iki amaç fonksiyonunu da sağlayan en uygun tasarımlardır. Şekil 7’de bütün tasarımlar amaç fonksiyonları cinsinden gösterilmiştir. Pareto tasarımlara ait farklı çap değerleri ve eşit çap durumundaki ($D = 10 \text{ mm}$) \dot{Q}_N ve ΔP değerleri Tablo 5’te verilmektedir. Ayrıca, Pareto tasarımların eşit çap durumuna göre \dot{Q}_N ve ΔP değişimleri Tablo 5’te yüzdesel olarak belirtilmiştir.



Şekil 7. Optimizasyon probleminde elde edilen tüm tasarımlar için toplam ısı transferinin basınç düşümü ile değişimi (Numaralı tasarımlar Pareto tasarımları göstermektedir.)

Tablo 5. Optimizasyon çalışmasında elde edilen Pareto tasarımlar

Pareto No	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_3 [mm]	D_4 [mm]	Q_N [W]	Q_N değişimi (%)	ΔP [Pa]	ΔP değişimi (%)
Eşit Çap	10	10	10	10	172,50	-	3,642	-
168	10	10	11	9	173,83	0,77	3,64	-0,06
159	9	11	11	9	174,70	1,28	3,78	3,79
134	11	9	11	9	175,84	1,94	3,85	5,71
123	8	12	11	9	176,46	2,30	4,24	16,42
173	11	9	12	8	177,94	3,15	4,36	19,71
41	12	8	10	10	179,16	3,86	4,53	24,38
163	12	8	11	9	180,24	4,49	4,54	24,66
117	12	8	12	8	181,68	5,32	5,03	38,11
48	13	7	9	11	182,73	5,93	6,22	70,78
79	6	14	11	9	183,95	6,64	6,98	91,65
129	6	14	12	8	185,40	7,48	7,29	100,16
44	6	14	7	13	186,16	7,92	10,50	188,30
154	5	15	11	9	191,55	11,04	10,68	193,24
68	5	15	8	12	191,80	11,19	12,78	250,91
37	5	15	7	13	194,30	12,64	14,57	300,05
9	5	15	6	14	199,02	15,37	17,37	376,94

Şekil 7'den görüldüğü gibi toplam ısı transferi arttıkça basınç düşümü de artmaktadır. Tablo 5'teki herhangi bir tasarım optimum tasarım olarak seçilebilir. Bu çalışmada, ısı transferinin ve basınç düşümünün en düşük olduğu Tablo 5'teki 168 no'lu tasarım en uygun tasarım olarak seçilmiştir. Bu durum, tüm boruların eşit çapta olduğu $D = 10$ mm ile karşılaştırıldığında ısı transferinde %0.77 artış ve basınç düşümünde %0.06 azalma göstermiştir. Her ne kadar çok düşük fark olsa da bu durum, eşit çap kullanılmamasının ısı transferi ve basınç düşümüne olumlu katkı yaptığının göstergesidir. İlerleyen çalışmalarda farklı geometrik profillerin kullanılmasıyla ısı transferi ve basınç düşümünde iyileşmenin artacağı öngörülmektedir. Ayrıca eşit hacimde ısı transferi yüzeylerinin sabit kaldığı düşünülürse, 9 numaralı tasarımın maksimum ısı transferi değerini verdiği Şekil 7'den görülmektedir. Fakat bu

durumda basınç düşümü de en uygun tasarıma göre %377 artış göstermiştir. Sonuç olarak ısı transferi verilen sabit bir hacimde, ısı transferi yüzey alanının sabit kabul edildiği durum için %14.5 arttırılabilir. Bu değer, Tablo 4'teki, 168 ve 9 numaralı tasarımların karşılaştırılması ile elde edilmiştir. Eşit çap kullanımı durumuna göre artış ise %15.37 olmaktadır.

SONUÇLAR

Bu çalışmada, düzgün sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde, ardışık olarak yerleştirilen 4 farklı çaptaki boru kullanılarak ısı transferinin ve basınç düşümünün sayısal optimizasyon çalışmaları neticesinde iyileştirilmesi incelenmiştir. Yapılan çalışmada aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Toplam ısı transferinin artması ile basınç düşümünün de beklenildiği gibi arttığı görülmüştür.
- En uygun tasarım olarak seçilen tasarımda birinci ve ikinci boru çapı aynı olurken ($D_1 = D_2 = 10 \text{ mm}$), üçüncü ve dördüncü boru çapları sırasıyla $D_3 = 11 \text{ mm}$ ve $D_4 = 9 \text{ mm}$ olmaktadır. Bu durumda ısı transferinde çok az artış olurken (%0.77), basınç düşümü hemen hemen aynı kalmaktadır.
- Maksimum ısı transferi değeri 199,02 W olarak $D_1 = 5 \text{ mm}$, $D_2 = 15 \text{ mm}$, $D_3 = 6 \text{ mm}$, $D_4 = 14 \text{ mm}$ olduğu durumda elde edilmiştir. Bu durumda ısı transferi 173.83 W'dan 199.02 W'a çıkarılmıştır. Basınç düşümü ise 3.64 Pa değerinden 17.37 Pa değerine artmıştır. Bu durumda ısı transferi %14.5 arttırılırken, basınç düşümü de %377 oranında artmıştır.

SEMBOLLER

c_p	özgül ısı, $kJ/kg.K$
D	boru çapı, mm
f	sürtünme katsayısı
k_{hava}	havanın ısı iletim katsayısı, $W/m.K$
N_L	boyuna doğrultudaki boru sayısı
\overline{Nu}	ortalama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
\dot{Q}_N	ısı transferi, W
q''	boru yüzeyindeki ısı akısı, W/m^2
s_L	enine uzunluk, mm
s_T	boyuna uzunluk, mm
T_{duvar}	boru yüzey sıcaklığı, K
T_g	giriş sıcaklığı, K
$T_{çıkış}$	çıkış sıcaklığı, K
Re	Reynolds sayısı
V_{max}	maksimum ortalama hız, m/s
V_g	ortalama giriş hızı, m/s
ρ	yoğunluk, kg/m^3
χ	düzeltilme katsayısı
ν	kinematik vizkozite, $N.s / m^2$
ΔP	basınç düşümü, Pa
ΔT_{LM}	logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, TÜBİTAK BİDEB 2218 Yurtiçi Doktora Sonrası Araştırma Burs Programı tarafından 121C377 proje numarası ile ve Tarsus Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından OSB.21.001 proje numarası ile desteklenmektedir.

KAYNAKLAR

Abolfathi, S., Mirabdollah Lavasani, A., Mobedi, P., & Salehi Afshar, K. (2021). Experimental study on flow around a tube in mixed tube bundles comprising cam-shaped and circular cylinders in in-line arrangement. *International Journal of Thermal Sciences*, 163. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106812>

ANSYS Fluent User's Guide. (2019). ANSYS Inc. (No. 2019).

Bahaidarah, H. M. S., Anand, N. K., & Chen, H. C. (2005). A numerical study of fluid flow and heat transfer over a

- bank of flat tubes. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 48(4), 359–385. <https://doi.org/10.1080/10407780590957134>
- Bayat, H., Lavasani, A. M., & Maarefdoost, T. (2014). Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement. *Energy Conversion and Management*, 85, 470–476. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.009>
- Buyruk, E. (1999). Heat transfer and flow structures around circular cylinders in cross-flow. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 23(5), 299–315.
- Erdinc, M. T. (2023). Computational thermal-hydraulic analysis and geometric optimization of elliptic and circular wavy fin and tube heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 140, 106518. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106518>
- Erdinc, M. T., Aktas, A. E., Kuru, M. N., Bilgili, M., & Aydin, O. (2021). An optimization study on thermo-hydraulic performance arrays of circular and diamond shaped cross-sections in periodic flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 129, 105706. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105706>
- Fluent, A. (2021). Ansys fluent theory guide. In ANSYS Inc., USA.
- Horvat, A., Leskovic, M., & Mavko, B. (2006). Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(5–6), 1027–1038. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030>
- Ibrahim, T. A., & Gomaa, A. (2009). Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(11), 2148–2158. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.011>
- Jayavel, S., & Tiwari, S. (2008). Numerical study of flow and heat transfer for flow past inline circular tubes built in a rectangular channel in the presence of vortex generators. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 54(8), 777–797. <https://doi.org/10.1080/10407780802359120>
- Khan, W. A., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2006). Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(25–26), 4831–4838. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042>
- Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Deshmukh, A. R., & Mandavgane, S. A. (2017). Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied Thermal Engineering*, 110, 521–538. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.174>
- Mirabdollah Lavasani, A., Bayat, H., & Maarefdoost, T. (2014). Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied Thermal Engineering*, 65(1–2), 85–93. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078>
- Nasif Kuru, M., Erdinc, M. T., & Yilmaz, A. (2020). Optimization of Heat Transfer and Pressure Drop in Axially Finned Staggered Tube Banks. *Heat Transfer Engineering*, 1–18. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1785696>
- Sayed Ahmed, S. A. E., Ibrahiem, E. Z., Mesalhy, O. M., & Abdelatif, M. A. (2014). Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack. *Heat and Mass Transfer*, 50(8), 1091–1102. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1323-3>
- Yilmaz, A., Erdinç, M. T., & Yilmaz, T. (2017). Optimization of crossflow staggered tube banks for prescribed pressure loss and effectiveness. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 31(4), 878–888. <https://doi.org/10.2514/1.T5033>
- Yilmaz, A., & Yilmaz, T. (2016). Optimum Design of Cross-Flow In-Line Tube Banks at Constant Wall Temperature. *Heat Transfer Engineering*, 37(6), 523–534. <https://doi.org/10.1080/01457632.2015.1060753>
- Žukauskas, A. (1972). Heat Transfer from Tubes in Crossflow. *Advances in Heat Transfer*, 8(C), 93–160. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)
- Žukauskas, A., & Ulinskas, R. (1985). Efficiency parameters for heat transfer in tube banks. *Heat Transfer Engineering*, 6(1), 19–25. <https://doi.org/10.1080/01457638508939614>