T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE FARKLI DELİKLİ KONİK HALKALARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

Mehmet Burak KALFA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

DANIŞMAN
Doç. Dr. Erman ASLAN

Mayıs, 2021

İSTANBUL

Bu çalışma, 22.06.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Doç. Dr. Erman ASLAN(Danışman)
İstanbul Üniversitesi - Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Dr. Öğr. Üyesi Murad KUCUR
İstanbul Üniversitesi - Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

Doç. Dr. Ufuk DURMAZ
Sakarya Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

ÖNSÖZ

Tez konusunun belirlenmesinden tezin son aşamasına gelene kadar bana yol gösteren, yoğun iş temposu arasında, çok değerli vakitlerini ayırarak bana destek olan Tez Danışmanım değerli hocam Sayın Doç.Dr.Erman ASLAN'a teşekkürlerimi sunarım. Tezimin başından sonuna kadar desteklerini esirgemeyen ve her konuda yardımcı olan annem Emine KALFA ve babam Ahmet KALFA'ya teşekkür ederim.

Mayıs 2021 Mehmet Burak KALFA

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ ..... **ivv**
İÇİNDEKİLER ..... **v**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **vvi**
TABLO LİSTESİ ..... **viviiii**
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ ..... **ix**
ÖZET ..... **x**
SUMMARY ..... **xxii**
1. GİRİŞ **1**
2. FİZİKSEL MODEL **5**
3. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM **7**
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA **15**
5. SONUÇLAR. **31**
REFERANSLAR **32**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1. Boru tipi ısı değiştirici 1

Şekil 2. Isı değiştiricilerinde akış yönleri 2

Şekil 3. Isı değiştirici içerisinde türbülanslı akış örneği 2

Şekil 4. Delikli konik halka ile geliştirilmiş borunun şematik görünümleri 5

Şekil 5. Boru girişi ile delikli konik halkanın ağ yapısının detaylı görünümü 8

Şekil 6. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin ağdan bağımsızlık çalışmasında karşılaştırılması 11

Şekil 7. AO = 4 için 4 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel Nusselt sonuçlarının karşılaştırılması 12

Şekil 8. AO = 4 için 4 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırılması 13

Şekil 9. AO = 4 için 8 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel Nusselt sonuçlarının karşılaştırılması 13

Şekil 10. AO = 4 için 8 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırılması 14

Şekil 11. Düz boruda ve DKH ile geliştirilmiş boruda akış çizgileri 15

Şekil 12. Re = 4000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların sıcaklık konturları 16

Şekil 13. Re = 14000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların sıcaklık konturları 16

Şekil 14. Re = 4000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların hız alan konturları 17

Şekil 15. Re = 14000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların hız alan konturları 18

Şekil 16. Z = 1.2 m'de hız vektörlerinin kıyaslanması 19

Şekil 17. Re = 4000'de, Z = 0.24, 0.255 ve 0.27 m'de türbülans kinetik enerji konturları 21

Şekil 18. Re = 14000'de, Z = 0.24, 0.255 ve 0.27 m'de türbülans kinetik enerji konturları 21

Şekil 19. Re = 4000'de, farklı delik sayılarında DKH'lerin eksenel yönde türbülans kinetik enerji konturları 23

Şekil 20. Re = 14000'de, farklı delik sayılarında DKH'lerin eksenel yönde türbülans kinetik enerji konturları 24

Şekil 21. Farklı geometrik parametrelerde DKH'li boruların Re sayılarına göre Nusselt değişim grafiği 26

Şekil 22. Farklı geometrik parametrelerde DKH'li boruların Re sayılarına göre sürtünme faktörü değişim grafiği 28

Şekil 23. Farklı geometrik parametrelerde DKH'li boruların Re sayılarına göre ısıl performans değişimi 30

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1. Farklı ağ yapılarında hesaplanan Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri 10

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler **Açıklama**

A : Yüzey alanı (m^2)
AO : Delikli konik halka adım oranı
C_p : Özgül ısı kapasitesi (J Kg^{-1} K^{-1})
d : Delik çapı (m)
D : Boru çapı (m)
D_1 : Delikli konik halka iç çap (m)
D_2 : Delikli konik halka dış çap (m)
DKH : Delikli konik halka
h : Isı tranfer katsayısı (W m^{-2} K^{-1})
k : Isı iletkenlik katsayısı (W m^{-2} K^{-1})
KH : Konik halka
l : Delikli konik halka uzunluğu (m)
L : Boru uzunluğu (m)
N : Delik sayısı
Nu : Nusselt sayısı
p : Delikli konik halka adım
Pr : Prandtl sayısı
Re : Reynolds sayısı
T : Sıcaklık (K)

Yunanca Simgeler

δ : Delikli konik halka et kalınlığı (m)
μ : Akışkanın dinamik viskozitesi (Kg m^{-1} s^{-1})
ν : Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2 s^{-1})
ρ : Akışkanın yoğunluğu (Kg m^{-3})

Alt Simgeler

t : Türbülans
ϵ : Dağılım

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE FARKLI DELİKLİ KONİK HALKALARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

Mehmet Burak KALFA

İstanbul Üniversitesi - Cerrahpaşa

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Doç. Dr. Erman ASLAN

Delikli konik halkalarla donatılmış ısı değiştirici borusundan geçen akışkan akışının akış ve ısı transfer özelliklerini araştırmak için sayısal bir çalışma yapılmıştır. Delikler daireseldir ve delik sayısı (N) 0 ile 10 arasında değişmektedir. Delikli konik halka çap oranlarının (D_2 = 20, 25 ve 30 mm) ve delik çapının (d = 3, 5 ve 7 mm) ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl performans faktörü üzerindeki etkileri rapor edilmiştir. Bu analiz türbülanslı akış rejiminde ($4{,}000 \leq Re \leq 14{,}000$) gerçekleştirilmiş ve yönetim denklemleri k - ϵ (RNG) modeli kullanılarak çözülmüştür. Güçlü türbülans yoğunluğu nedeniyle, delikli konik halkalar, duvarlar ve çekirdek bölge arasında daha fazla akış bozulmasına ve akış karışımına yol açar ve bu da ısı transferini artırmada önemli bir etkiye sahiptir. Deliklerden devridaim akışı, aynı zamanda ısı transferini iyileştirebilir ve ısı değiştirici borusundaki basınç düşüşünü azaltabilir. Sonuçlar, Nusselt sayısının delik sayısı 4'ten 10'a çıkarılmasıyla %15,87'e kadar düştüğünü göstermektedir. 4000 Reynolds sayısında N = 6, d = 7 mm ve D_2 = 30 mm durumunda maksimum ısıl performans faktörü 0.88 olarak elde edilmiştir.

Mayıs 2021, 48 sayfa.

Anahtar kelimeler: Delikli konik halka, ısı değiştirici borusu, devridaim akış, ısıl performans

SUMMARY

M.Sc. THESIS

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT PERFORED CONICAL RINGS ON HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN HEAT EXCHANGERS USING NUMERICAL METHODS

Mehmet Burak KALFA

Istanbul University - Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies in Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Erman ASLAN

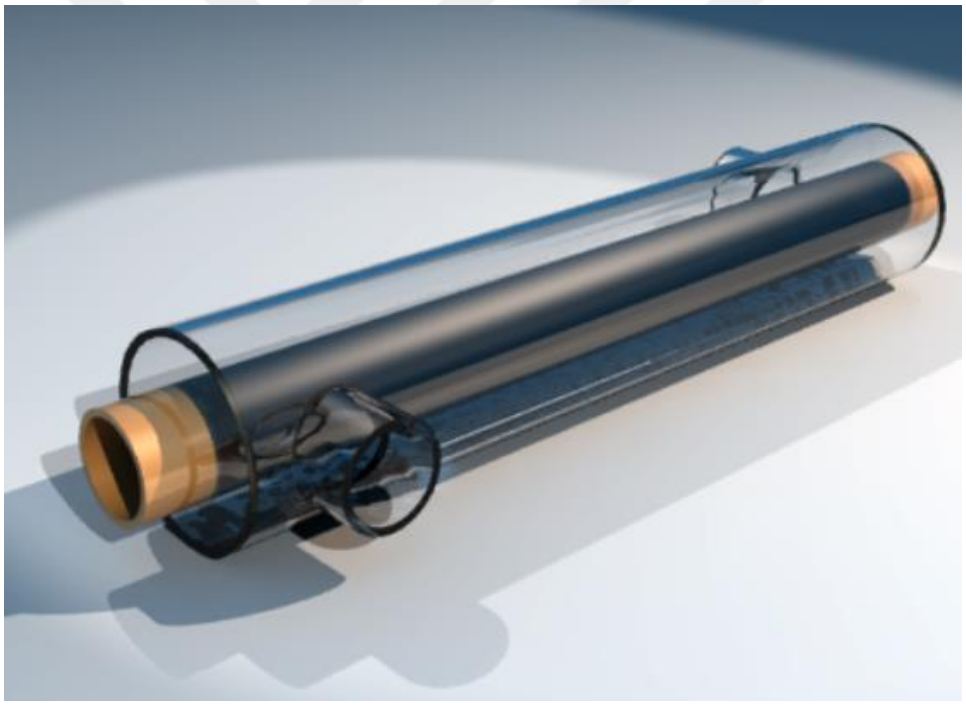
A numerical study has been performed to investigate the flow and heat transfer characteristics of fluid flow through heat exchanger tubes fitted with perforated conical rings. The holes are circular, and the number of holes (N) is ranged from 0 to 10. The influences of perforated conical ring diameter ratios (D_2 = 20, 25 and 30 mm) and the hole diameter (d = 3, 5 and 7 mm) on average Nusselt number, friction factor and thermal performance factor are reported. This analysis is performed in the turbulent flow regime ($4{,}000 \leq Re \leq 14{,}000$) and the governing equations are solved by using k - ϵ (RNG) model. Due to strong turbulent intensity, perforated conical rings lead to more flow perturbation and fluid mixing between walls and the core region, which has a significant effect on heat transfer enhancement. The recirculating flow through the holes can also improve the heat transfer and reduce the pressure drop through the heat exchanger tube. The results show that the Nusselt number is reduced up to 15.87% by increasing the number of holes from 4 to 10. The maximum thermal performance factor of 0.88 is obtained for the case of N = 6, d = 7 mm and D_2 = 30 mm at Reynolds number of 4000.

May 2021, 48 pages.

Keywords: Perforated conical ring, Heat exchanger tube, Recirculating flow, Thermal performance

1. GİRİŞ

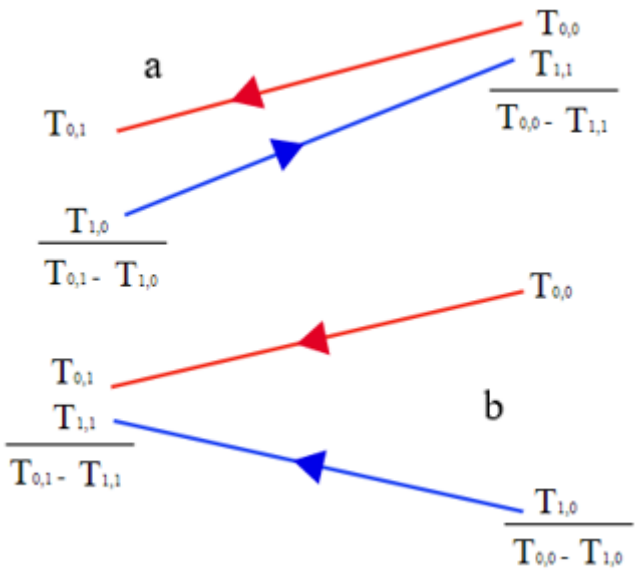
Isı değiştiricisi, ısıyı iki veya daha fazla akışkan arasında aktarmak için kullanılan bir sistemdir. Akışkanlar, karışmayı önlemek için katı bir duvarla ayrılabilir veya doğrudan temas halinde olabilirler. Isı değiştiricileri hem soğutma hem de ısıtma işlemlerinde, örnek olarak, alan ısıtma, soğutma, iklimlendirme, elektrik santralleri, kimya tesisleri, petrokimya tesisleri, petrol rafinerileri, doğal gaz işleme ve kanalizasyon arıtımında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Isı değiştiricinin klasik örneği, motor soğutucusu olarak bilinen sirkülasyon akışkanının radyatör bobinlerinden aktığı ve havanın soğutma akışkanını soğutan ve gelen havayı ısıtan havanın bobinlerden geçtiği bir içten yanmalı motorda bulunur. Diğer bir örnek, elektronik veya mekanik bir cihaz tarafından üretilen ısıyı genellikle hava veya sıvı soğutucu akışkan bir ortama aktaran pasif bir ısı değiştirici olan ısı alıcıdır.



Şekil 1. Boru tipi ısı değiştirici

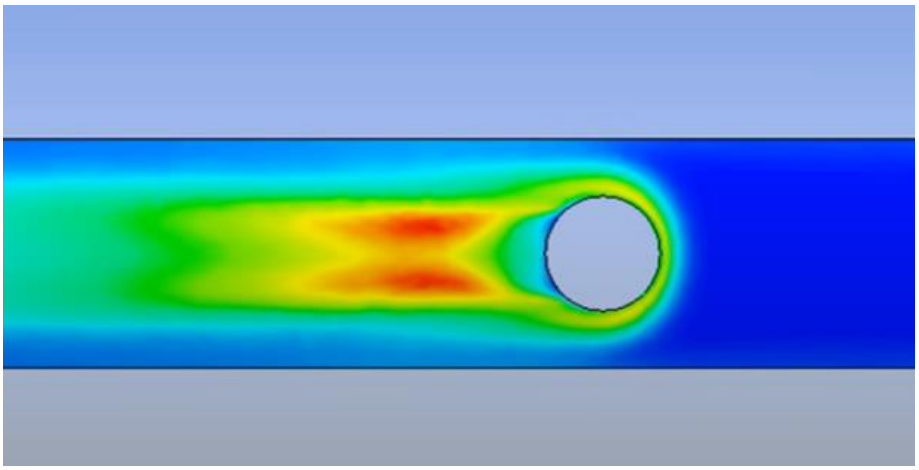
Akış düzenlerine göre ısı değiştiricilerinin üç ana sınıflandırması vardır. Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde, iki akışkan değiştiriciye aynı uçtan girer ve diğer tarafa paralel olarak hareket eder. Zıt akışlı ısı değiştiricilerinde akışkanlar değiştiriciye zıt uçlardan girer. Karşı akım tasarımı, herhangi bir birim uzunluk boyunca ortalama sıcaklık farkının daha yüksek olması nedeniyle, ısı (aktarım) ortamından birim kütle başına en fazla ısıyı aktarabilmesi

açısından en verimli olanıdır. Çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde, akışkanlar değiştirici boyunca birbirlerine kabaca dikey olarak hareket eder.



Şekil 2. Isı değiştiricilerinde akış yönleri a) Zıt yönlü akış b) Aynı yönlü akış

Verimlilik için, ısı değiştiricileri, değiştiricideki akışkan akışının direncini en aza indirirken, iki akışkan arasındaki duvarın yüzey alanını maksimize edecek şekilde tasarlanmıştır. Değiştiricinin performansı, yüzey alanını artıran ve akışkan akışını kanalize edebilen veya türbülansa neden olabilen bir veya her iki yönde kanatçıkların veya dalgalanmaların eklenmesinden de etkilenebilir. Akışkanın türbülanslı akışta yoğun olarak karıştırılması, akışkan parçacıkları arasındaki ısı ve momentum transferini artırır, bu da sürtünme kuvvetini ve konveksiyon (iletim) ısı transfer katsayısını artırmaktadır.



Şekil 3. Isı değiştirici içerisinde türbülanslı akış örneği

Son zamanlarda, daha verimli ve toplu ısı değiştiricilerine yönelik endüstrilerin artan talebi nedeniyle, ısı transferindeki iyileştirmeler büyük bir ivme kazanmıştır. Verimlilik iyileştirme amacıyla genel olarak aktif ve pasif teknikler olmak üzere iki teknik kullanılmaktadır (Webb, 1994).

Aktif teknikler, ısı transferini artırmak için yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, elektrostatik alanlar, sınır tabaka enjeksiyonu, sınır tabakası emme ve elektro-hidrodinamik vb. içerir. Bu nedenle, aktif teknikler daha fazla maliyete ihtiyaç duyar ve araştırma ve uygulamada nispeten daha az ilgi görmüştür.

Pasif tekniklerde, sıvı katkı maddelerinin kullanılmasının yanı sıra, uygulanan yaklaşımlar genellikle kanal geometrisinin ısı transfer oranını artıracak şekilde değiştirilmesini içerir. Isı transferini iyileştirmenin özel bir kategorisi, türbülans oluşumu ile ısı transfer katsayısını artıran kanallardaki prizmalar ve ardından girdap dökülmesidir. Pasif teknikler işlenmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, genişletilmiş yüzeyler, dönmeli akış, katkı maddeleri, bobinli borular, yüzey katalizörleri ve mikro oluklar şeklinde yöntemler içermektedir. Bu çalışmada ise akışkanda geliştirilmiş türbülans oluşturma adına delikli konik halka geometrisinde değişiklikler yapıldığı için pasif teknik kullanılmıştır.

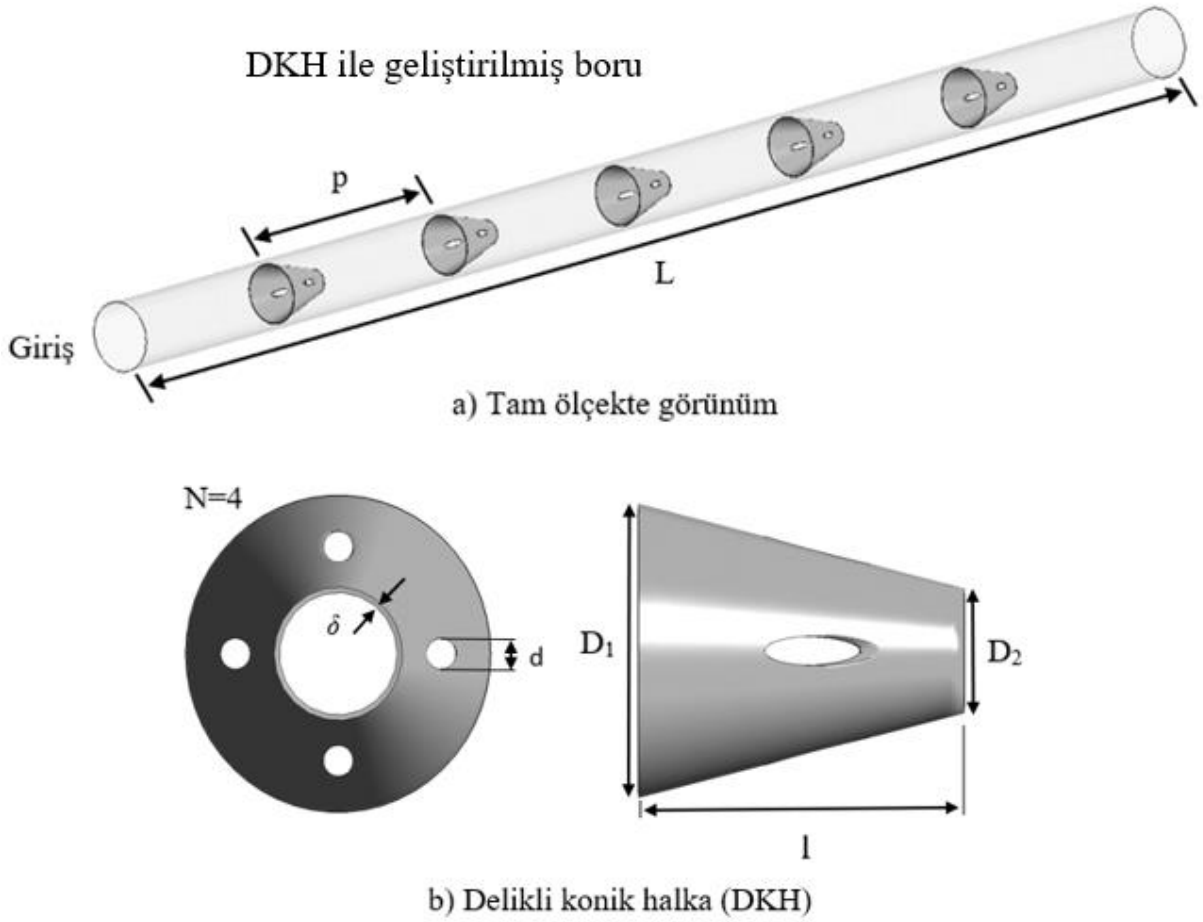
Pasif teknikler için yapılan nümerik ve deneysel çalışmalara örnek olarak, dalgalı yüzeyler [1,2], kanallı ve nervürlü geometriler [3-7], girdap üreteçleri [8-10], bükülmüş bantlar [11], konik ekler [12] gibi ısıl sistemler içindeki ısı transferini artırmak için çeşitli teknikler 13] ve diğer türbülatörler [14–17] uygulanmıştır.

Konik halkaların ısı transferini artırmadaki avantajları Yakut ve Şahin [12] tarafından sunulmuştur. 10 mm adım aralıklı konik halka türbülatörlerin, sabit pompalama gücü koşulu altında ısı transfer oranını %250 artırdığı sonucuna varmışlardır. Promvonge ve Eiamsa-Ard [18–20], adım oranı 2 olan konik nozul türbülatörleri kullanan düz boruya göre ısı transfer katsayısında %316 artış gözlemlemişlerdir. Ayrıca, 3.75 büküm oranı ile konik halka ve bükümlü bant kullanılarak %367'lik maksimum ısı transfer oranının ve 1.96'lık geliştirme verimliliğinin bulunabileceği sonucuna varmışlardır. Ayhan vd. [21], 3,000 ile 20,000 Reynolds sayısı aralığı için konik oyuk eklerle zenginleştirilmiş dairesel kanallarda sıkıştırılamaz türbülanslı akışı sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Isı transfer katsayısını en üst düzeye çıkarmak ve sürtünme kaybını en aza indirmek için optimum geometrileri (L = 0,032 m, D_b = 0,052 m, D_s = 0,03 m) bulmuşlardır. Promvonge [22], farklı

halka-boru çap oranlarına sahip konik halka türbülatörlerin, homojen bir ısı akısı borusunda ısı transferi ve sürtünme kaybı üzerindeki etkisini incelemiştir. 0.7 çap oranına sahip konik halkalar kullanılarak ısı transfer oranının %234'e kadar artırılabileceği bulunmuştur. Sonuçlar, tasarım parametrelerinin bir fonksiyonu olarak Nusselt sayısı biçiminde de ilişkilendirilmiştir.

Perforeli türbülatörler, türbülans yoğunluğunu artırmaya ve ısı değiştirici boruları yoluyla sürtünme faktörünü azaltmaya yardımcı olan güçlü girdap akışları üretmek için tasarlanmıştır [23]. Delikli ekler genellikle sistemlerin ısıl performansını iyileştirir. Chamoli vd. [10], taşınımlı ısı aktarımını iyileştirmek için yeni bir tür delikli girdap jeneratörleri (PVG'ler) geliştirdiler. Göreceli adım uzunluğu 2 ve delik indeksi Re = 3000'de %16 olan PVG'ler kullanılarak maksimum 1.65 ısıl performansın elde edildiği sonucuna varmışlardır. Skullong vd. [24], kanatçıklı delikli bantların dairesel borulardan türbülanslı akışkan akışının ısı transfer hızı ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini bildirdiler. Çalışmaları, ısıl performansın maksimum değeri olan 1.71'e karşılık gelen optimum geometrik parametrelerin, 0.15 blokaj oranı, Re = 4180'de 1.0 adım oranı olduğunu ortaya koydu. Kongkaitpaiboon vd. [25], delikli konik halkalar (DKH) takılı dairesel borulardaki akışkan akışının ısı transferini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak araştırdı. Re = 4000'de, 4 adım oranında ve N = 8 delik sayısında 0,92'lik maksimum ısıl performansa ulaşılabileceği sonucuna varmışlardır. Sheikholeslami ve Ganji [26], çift borulu ısı değiştirici boruları içinde ısı transferini iyileştirmek için farklı perde oranlarına sahip delikli türbülatörler kullanmıştır. Türbülanslı akış için Re = 6000'de ve 1.07 adım oranında ısıl performansın 1.59 kat arttığını gözlemlediler.

2. FİZİKSEL MODEL



Şekil 4. Delikli konik halka ile geliştirilmiş borunun şematik görünümleri

Mevcut sayısal çalışmada incelenen DKH'lerle geliştirilmiş dairesel borunun şeması Şekil 4'de gösterilmektedir. Borunun uzunluğu (L) 1440 mm ve çapı (D) 60 mm'dir. Test bölümünde, DKH'ler borunun merkezine düz bir şekilde monte edilmiştir. Delikli konik halkalar için geometrik parametreler; uzunluk (l = 60 mm), delikli konik halka giriş çapı (D_1 = 50 mm), et kalınlığı (δ = 2 mm), çıkış çapı (D_2 = 20, 25, 30 mm) ve delik çapı (d = 3, 5, 7 mm)'dir. Delikler konik yüzeyin ortasındadır. Bu analizde sayısal sonuçları Kongkaitpaiboon ve arkadaşlarının deneysel sonuçlarıyla doğrulamak için. [25], 240 mm'lik adım uzunluğu (p) (adım oranı, p / D = 4) seçilmiştir. Geometriler arasında en iyisi performansı adım aralığı 4 olan geometrinin gösterdiği belirtilmiştir. Sonuç olarak, bu geometri akışkan akışı ve ısı transferinin sayısal analizi için kullanılmıştır. Delik sayısı 0 (tipik konik halka) ile 10 arasında değişmektedir. Çalışma akışkanı olarak giriş sıcaklığı 300 K olan hava seçilirken, boru duvar sıcaklığı 350 K'da sabit tutulmuştur. Akışkanın sıkıştırılamaz, türbülanslı ve sabit fiziksel

özelliklere sahip olduğu varsayılmıştır. Akış alanı 3 boyutludur ve yerçekiminin etkileri küçük ve önemsiz kabul edilmiştir. Dairesel boru ayrıca delikli konik halkalarla donatılmış ısı değiştirici borusunun sonuçlarıyla karşılaştırmak için bir temel referans durum olarak incelenmiştir.

3. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM

3.1 YÖNETİM DENKLEMLERİ VE SINIR KOŞULLARI

Akış alanını çözmek için, kararlı durum varsayımına dayalı olarak üç boyutlu Reynolds ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemlerini tanımlamak gerekir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin ana yönetim denklemleri aşağıdaki gibi formüle edilebilir [27-29]:

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_i}}(\rho \mathrm{u_i}) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_j}}(u_j \rho \mathrm{u_i}) = -\frac{\partial \mathrm{p}}{\partial \mathrm{x}} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho \dot{u}_i \dot{u}_j}\right]\right\}$$

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

Burada ρ, u, p, Pr, μ sırasıyla havanın akışkan yoğunluğu, hızın dalgalanan bileşeni, basınç, Prandtl sayısı ve havanın değişken bileşenidir. $\overline{\rho \dot{u}_i \dot{u}_j}$ şu şekilde hesaplanabilir:

$$\overline{\rho \dot{u}_i \dot{u}_j} = \mu_t\left[\frac{\partial \mathrm{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right] - \frac{2}{3}\rho \mathrm{k}\delta_{ij} - \frac{2}{3}\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}$$

k ve ϵ denklemleri aşağıdaki gibidir:

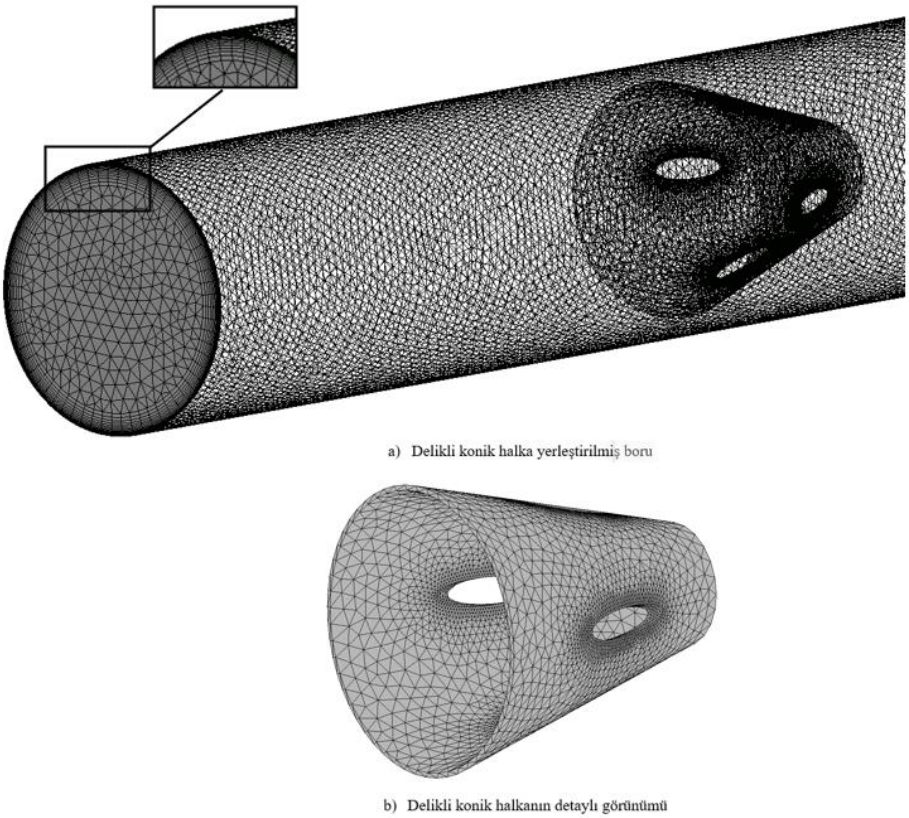
$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_i}}(\rho \mathrm{u_i k}) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu\right]\frac{\partial k}{\partial x_j}\right\} + G_k \rho \epsilon$$

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{x_i}}(\rho \mathrm{u_i}\epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu\right]\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right\} + \frac{\epsilon}{k}[C_{1\epsilon}G_k - \rho C_{2\epsilon}\epsilon]$$

Yukarıdaki denklemlerde, $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_e = 1.3$, sırasıyla k ve epsilon için ters etkili Prandtl sayısıdır. $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ve $C_{2\varepsilon} = 1.68$, (RNG) k - ϵ türbülanslı modelin sabitleridir.

Önceki bölümde bahsedildiği gibi, havanın (çalışma akışkanı) sabit fiziksel özelliklerle sıkıştırılamaz olduğu varsayılmıştır. Sabit hız (Kanalın hidrolik çapının bir fonksiyonu olarak Reynolds sayısına dayanılarak ($4{,}000 \leq \mathrm{Re} \leq 14{,}000$) ve sabit sıcaklık hız - giriş sınırı koşulları (velocity - inlet) olarak kullanılmıştır. Isı değiştirici borusunun çıkışında basınç çıkışı (pressure - outlet) sınır koşulu uygulanmıştır. Tüm test durumları için, boru duvarlarına sabit bir 350 K sıcaklık uygulanmıştır. Delikli konik halka duvarları kaymaz sınır koşulları ile adyabatik olduğu varsayılmıştır.

3.2 HESAPLAMALI ALAN VE SAYISAL SİMÜLASYON



Şekil 5. Boru girişi ile delikli konik halkanın ağ yapısının detaylı görünümü

Şekil 5, sayısal çalışma için kullanılan hesaplama alanının farklı görünümlerini göstermektedir. ANSYS 19.2 yazılımı ile tetrahedron içeren bir hibrit ağ yapısı oluşturuldu. Viskoz alt katmanda (y≈1) çözümünün doğruluğunu sağlamak için boru duvarında ve delikli konik halkada iyileştirilmiş ağlar kullanılmıştır. Üç boyutlu sayısal simülasyonlar sonlu hacim yöntemi kullanılarak yapılmıştır. SIMPLE algoritması, basınç ve hız terimlerini birleştirmek için kullanılmıştır ve koruma denklemlerinin ayrıklaştırılması için second-order upwind şeması uygulanmıştır. (RNG) k - ϵ türbülanslı modelin gelişmiş duvar iyileştirmesi fonksiyonu (enhanced wall treatment), delikli konik halkaların yakınındaki akış fiziğini tahmin edebildiği bulunmuştur. Birçok çalışmada (RNG) k - ϵ modelinin farklı vorteks jeneratörleri ile donatılmış ısı değiştirici borularındaki ısı transferini ve basınç düşüşünü öngörebileceğini bildirdiği belirtilmelidir [30,31]. Seçilen yakınsama kriterleri süreklilik, momentum, k ve ϵ denklemler için 10^{-6} ve enerji denklemi için 10^{-8} dir. Bu çalışmada, delikli konik halkalarla geliştirilmiş ısı değiştirici borularından ısı ve akışkan akışının sayısal analizi için on bir Reynolds sayısı ($4{,}000 \leq Re \leq 14{,}000$) seçilmiştir.

Duvara olan boyutsuz mesafe y^+, bu çalışmada kullanılan ve bir gereklilik olan yakın duvar iyileştirmesi tüm test durumları için 1 - 4 aralığında tutulmuştur [32].

3.3 PARAMETRE TANIMI

Delikli konik halkalar ile donatılmış ısı değiştirici borularındaki ısı transferi iyileştirme ve basınç düşüşünün değerlendirilmesi aşağıdaki boyutsuz parametreleri içerir: Reynolds sayısı (Re), sürtünme faktörü (f), Nusselt numarası (Nu) ve ısıl performans parametresi (η). Bu parametreler şu şekilde ifade edilebilir:

$$Re = \frac{uD}{\nu}$$

$$f = \frac{2D}{L}\frac{\Delta P}{\rho u^2}$$

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_s)}{(f/f_s)^{1/3}}$$

Burada u, ν, k ve h sırasıyla sabit giriş hızı, çalışma akışkanının kinematik viskozitesi, akışkanın ısıl iletkenliği ve konvektif ısı transfer katsayısıdır. Nu_s ve f_s, sırasıyla delikli konik halkalar olmadan düz bir boru içindeki Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü göstermektedir.

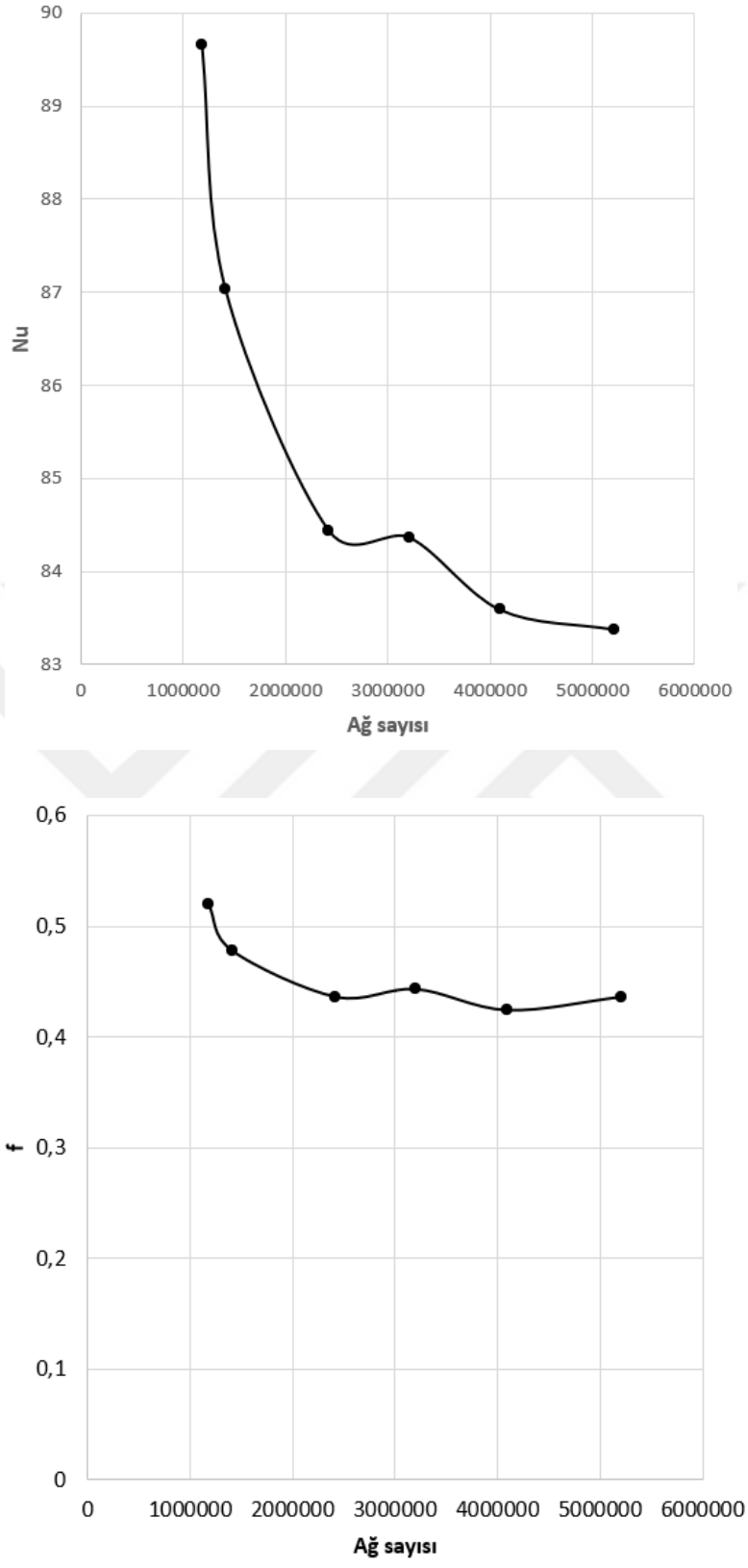
3.4 AĞDAN BAĞIMSIZLIK ÇALIŞMASI

M.E. Nakhchi ve J.A. Esfahani [33] aynı geometride yaptıkları analizde 905,871 ağ sayısında Nusselt sayısı 92.01 ve sürtünme faktörü 0.502 değerlerine ulaştıktan sonra ağdan bağımsızlık testini bitirmişlerdir. Mevcut çalışmada ise geometri şeklinin gerçeğe daha yakın oluşması ve gerçekçi sonuçların elde edilmesi için daha fazla ağ kullanılması gerektiği görülmüştür.

Delikli konik halkaların yakın sayısal sonuçların kalitesini doğrulamak için sayısal analizde 1,181,222, 1,411,626, 2,423,596, 3,207,545, 4,100,705 ve 5,212,591 elemanlı altı set ağ sayısı kullanılmıştır. Ağ yoğunluğunun tüm test durumları için sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi analiz edilmiş ve Re = 14, 000'de N = 10, d = 5 ve $D_2 / D_1 = 0.5$ gibi bir uç durum için sonuçlar Tablo 1'de sunulmuştur. Ağdan bağımsızlık çalışmasının sonuçları, 4,100,705 ve 5,212,591 elemanlar için hesaplanan parametreler arasındaki sapmanın ısı transfer katsayısı için yaklaşık %0.25 ve sürtünme faktörü için %0.25 olduğunu göstermektedir. Bu nedenle 4,100,705'lik ağ yapısı sonraki çözümler için kullanılmıştır.

Ağ sayısı	Nu	Sapma (%)	f	Sapma (%)
1,181,222	89,66	x	0,52	x
1,411,626	87,03	3,03	0,478	3,03
2,423,596	84,44	3,07	0,436	3,07
3,207,545	84,37	0,08	0,443	0,08
4,100,705	83,59	0,93	0,424	0,93
5,212,591	83,38	0,25	0,436	0,25

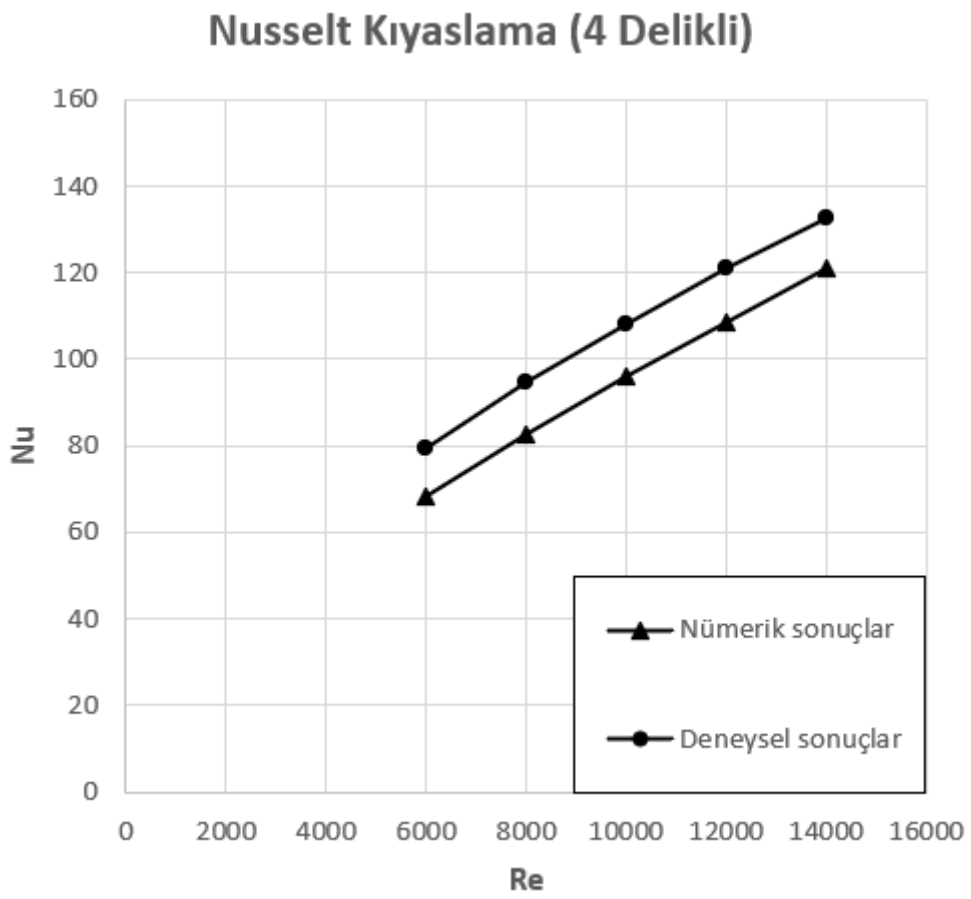
Tablo 1. Farklı ağ yapılarında hesaplanan Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri



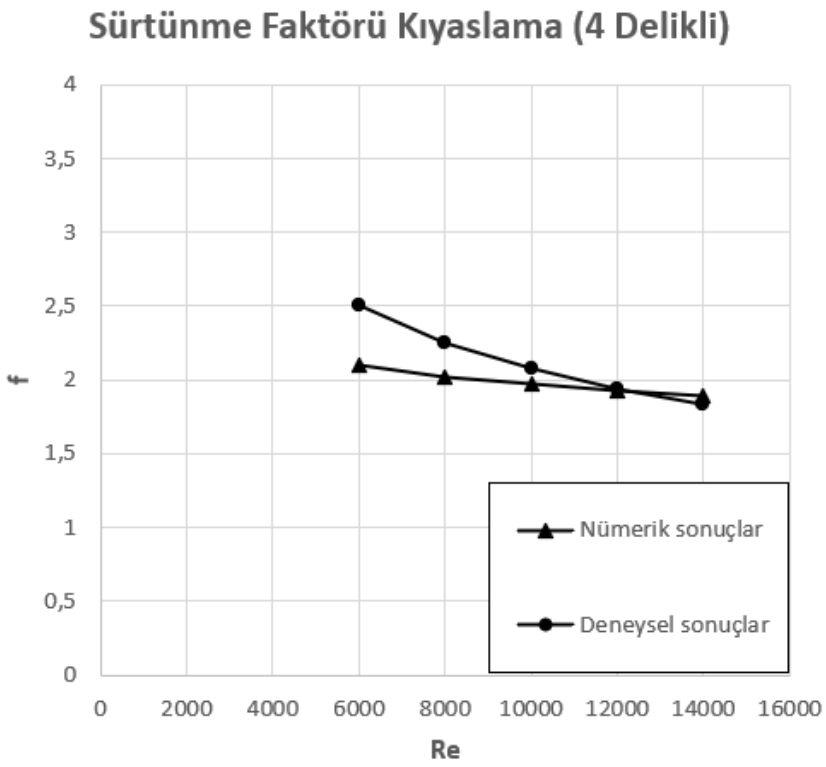
Şekil 6. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin ağdan bağımsızlık çalışmasında karşılaştırılması

3.5 VALİDASYON ÇALIŞMASI

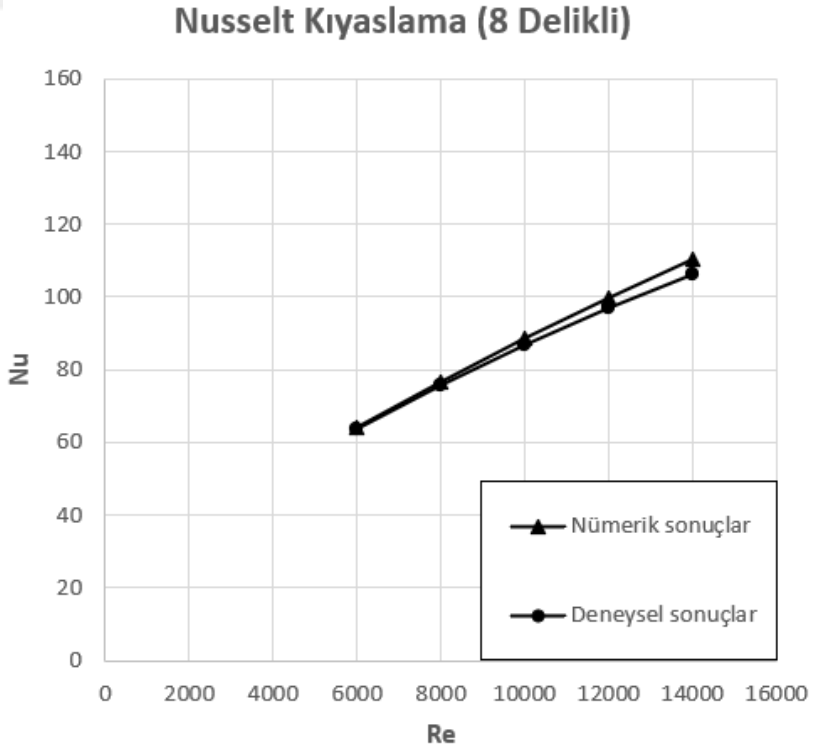
Bu çalışmanın doğruluğunu teyit etmek için, sürtünme faktörünün sayısal sonuçları ve delikli konik halka takılan ısı değiştirici borusundan geçen akışkan akışının ısı transfer katsayısı farklı delik sayılarıyla Kongkaitpaiboon ve ark. [25] deneysel verileri dikkate alınmıştır. Bu deneydeki sonuçlar ile delikli konik halkanın $D_1 = 60$, $D_2 = 30$ ve $d = 5$ mm parametre değerlerindeki analiz sonuçları yakınlık göstermektedir [34]. Bu nedenle seçilen ağ yapısı ile $D_1 = 60$, $D_2 = 30$, $d = 5$ mm değerleri için validasyon çalışması yapılmıştır. Çalışma sonucu karşılaştırmaları şekil 7, 8, 9 ve 10'da sunulmuştur ve deneysel verilerle nümerik veriler arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.



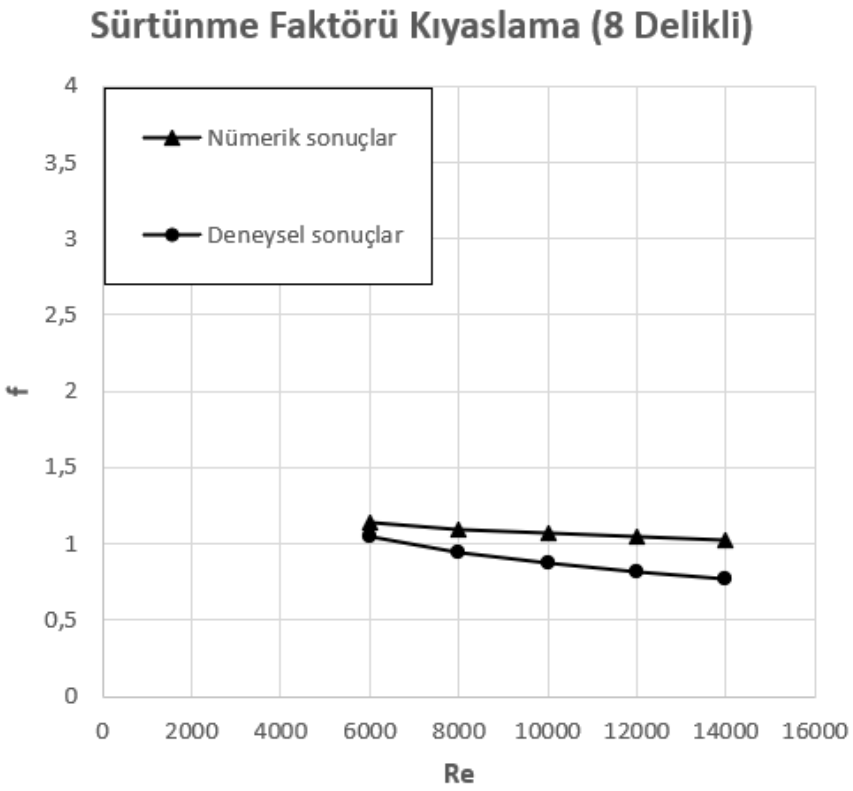
Şekil 7. AO = 4 için 4 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel Nusselt sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 8. AO = 4 için 4 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırılması

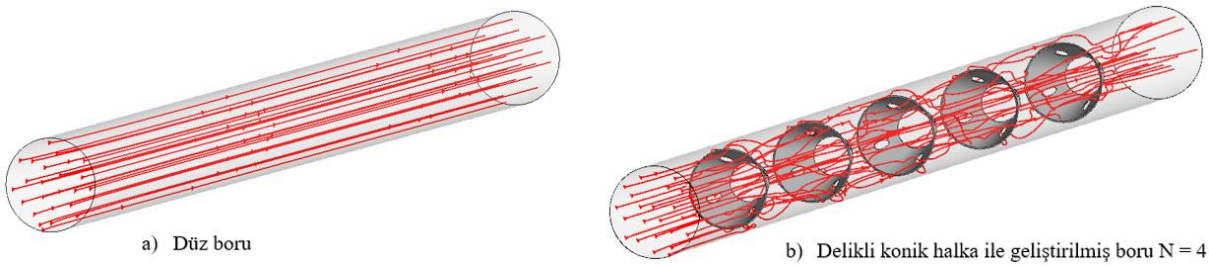


Şekil 9. AO = 4 için 8 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel Nusselt sonuçlarının karşılaştırılması



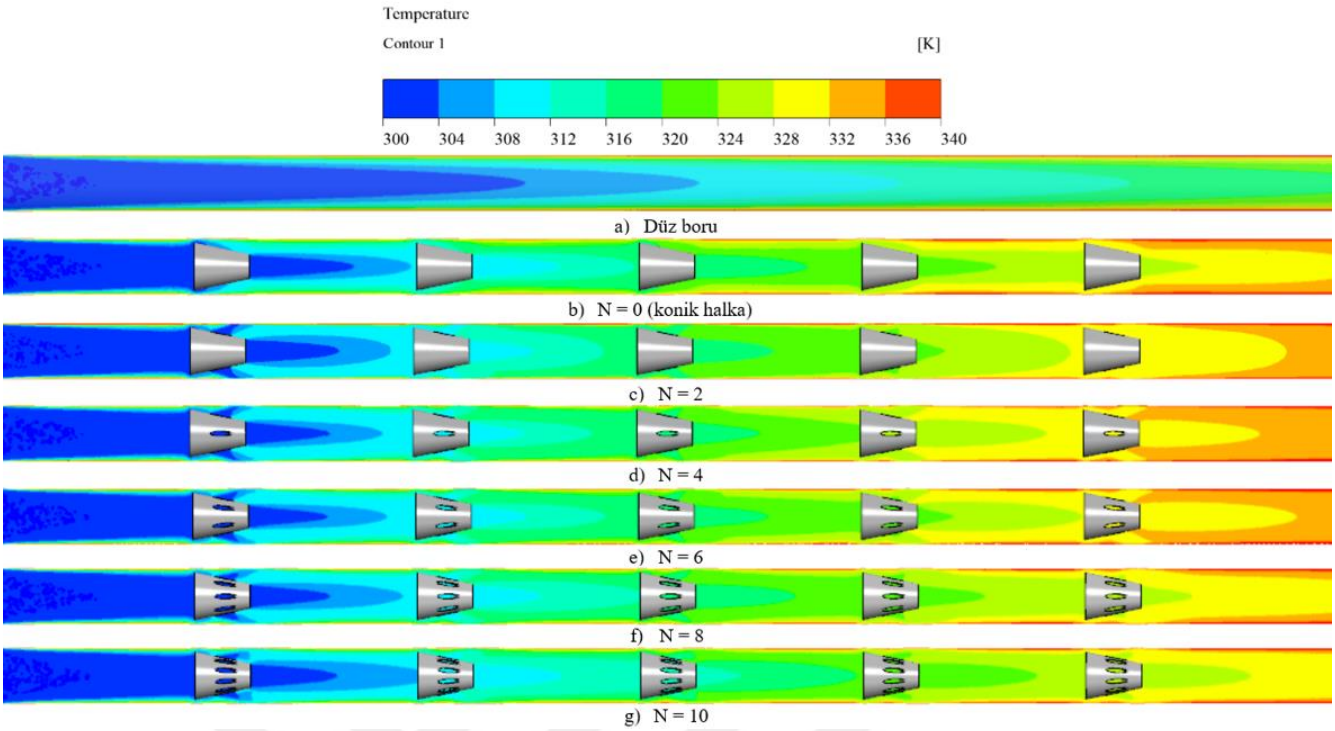
Şekil 10. AO = 4 için 8 delikli konik halkanın nümerik ve deneysel sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırılması

4 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

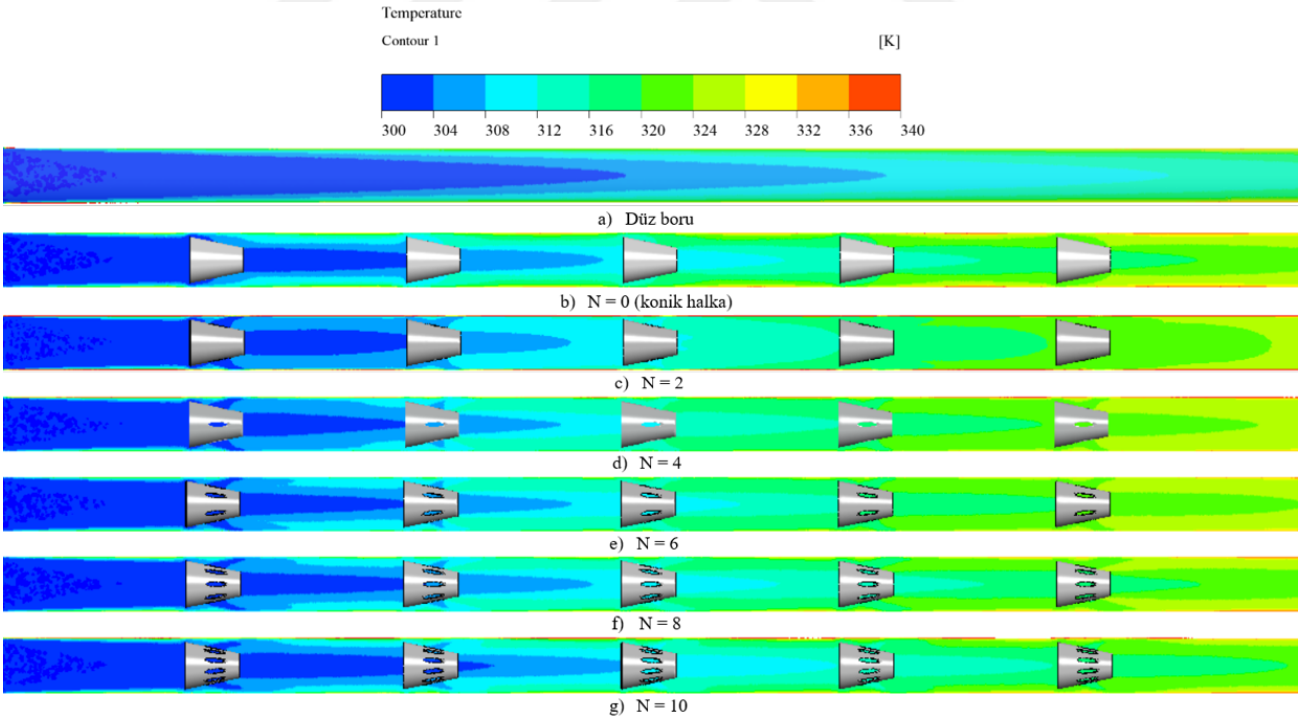


Şekil 11. Düz boruda ve DKH ile geliştirilmiş boruda akış çizgileri

Şekil 11, düz boru ve DKH'ler ile geliştirilmiş boru için akış çizgilerini gösterir. DKH'lerin kullanımının boru duvarı ile çekirdek bölgeler arasındaki akışkan akışını bozduğu, düz borunun ise düz akış oluşturduğu gözlemlenebilir. Bu tip akış, akışkan karışımını geliştirmektedir ve DKH'lerle donatılmış ısı değiştirici boru içindeki hava akışının türbülans yoğunluğunu artırmaya yardımcı olmaktadır. Ayrıca, yeniden dolaşan akışın boru duvarına doğru hareket ettiği ve ardından çekirdek bölge ile karıştığı da gözlemlenebilir. Bu devirdaim akışı, ısıl sınır tabakasının etkili bir şekilde bozulmasına neden olmaktadır. DKH ile akış çizgileri, uzun bir akış yolunu gösterir, bu da boru duvarı ve çekirdek bölgeler arasında nispeten daha iyi akış karışımı ile sonuçlanmaktadır.

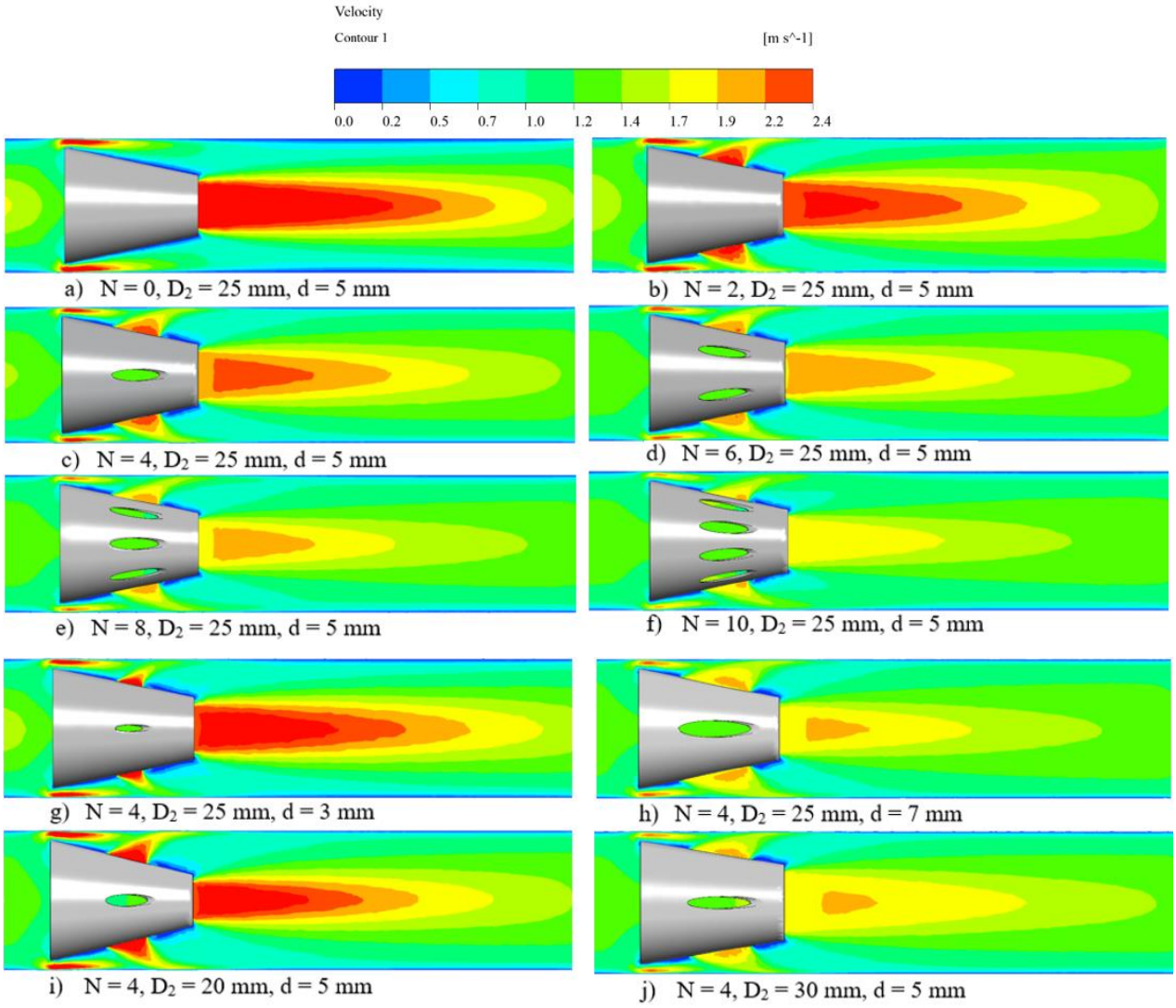


Şekil 12. Re = 4000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların sıcaklık alan konturları

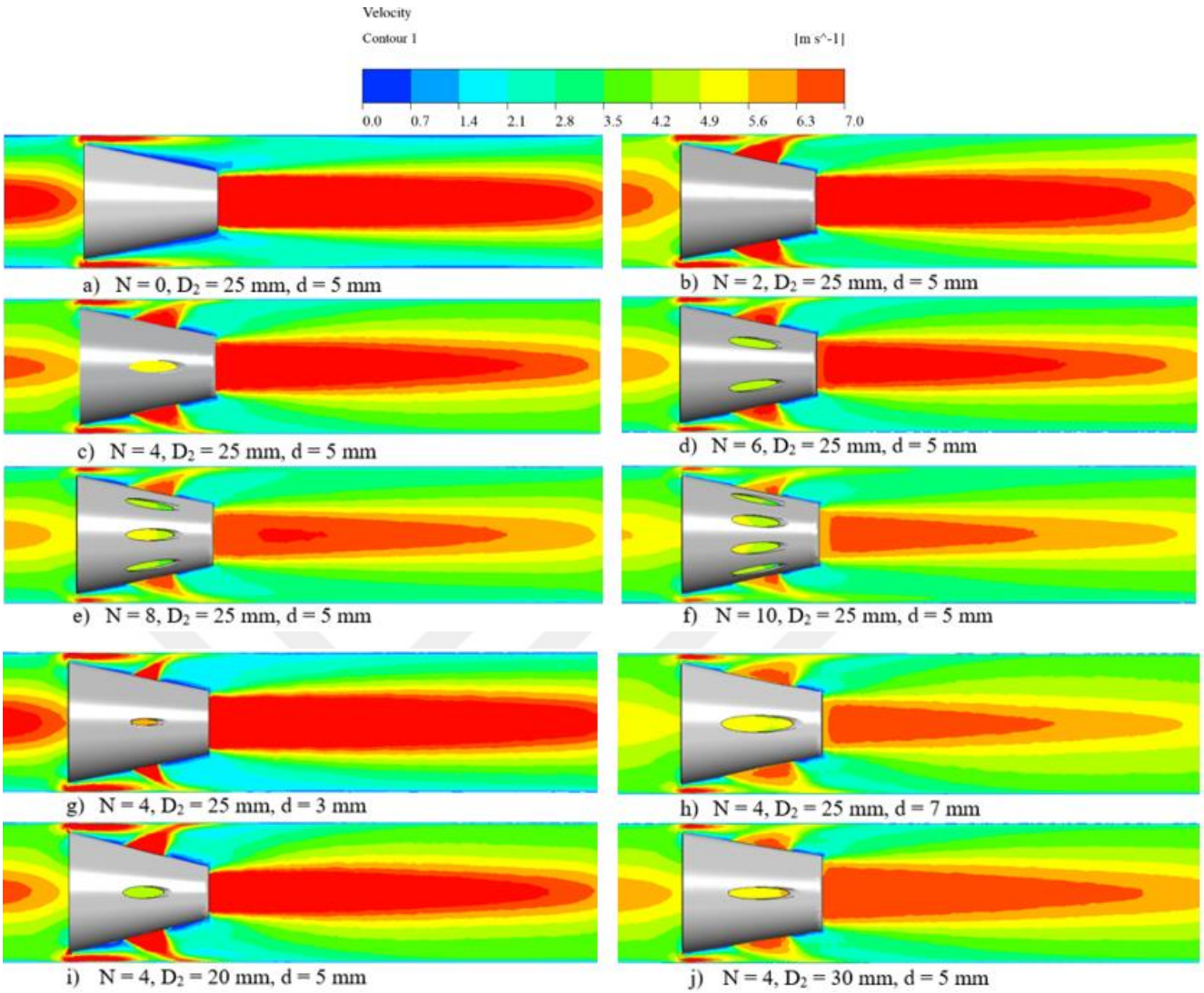


Şekil 13. Re = 14000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların sıcaklık alan konturları

Düz borudaki hava akışkan akışı için sıcaklık alanı sınırları ve DKH'lerle donatılmış boru Şekil 12 ve Şekil 13'te gösterilmektedir. Sonuçlar, ısı transferi ve sıcaklık artışının, test edilen geometriler arasında N = 4 durumunda en yüksek olduğunu ortaya koymaktadır. Bunun başlıca nedeni, daha güçlü türbülans yoğunluğu ve boru duvarı ve çekirdek bölgeleri yakınındaki akış bozulmasıdır. KH'ler ve DKH'ler, ısıl sınır tabakası bozulması için boru duvarlarının yakınında güçlü türbülans yoğunluğuna sahip türbülanslı akışlar oluşturmak için kullanılır. Diğer bir deyişle, sınır tabakası bozulması, çekirdek bölgeler ile boru duvarları arasında daha iyi kaotik karışım yapar, böylece konvektif ısı transferini artırır.



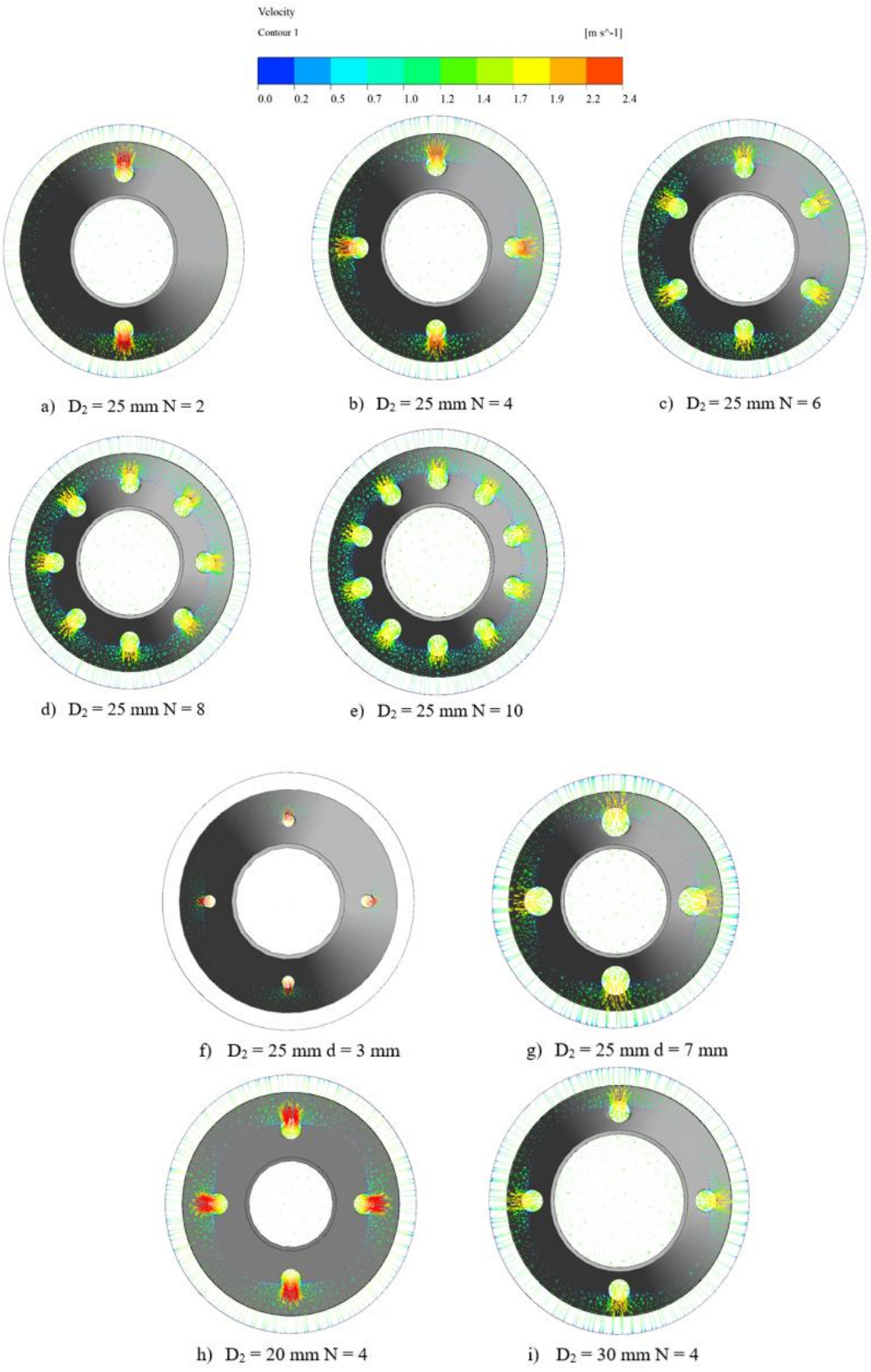
Şekil 14. Re = 4000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların hız alan konturları



Şekil 15. Re = 14000'de konik halkalı ve delikli konik halkalı boruların hız alan konturları

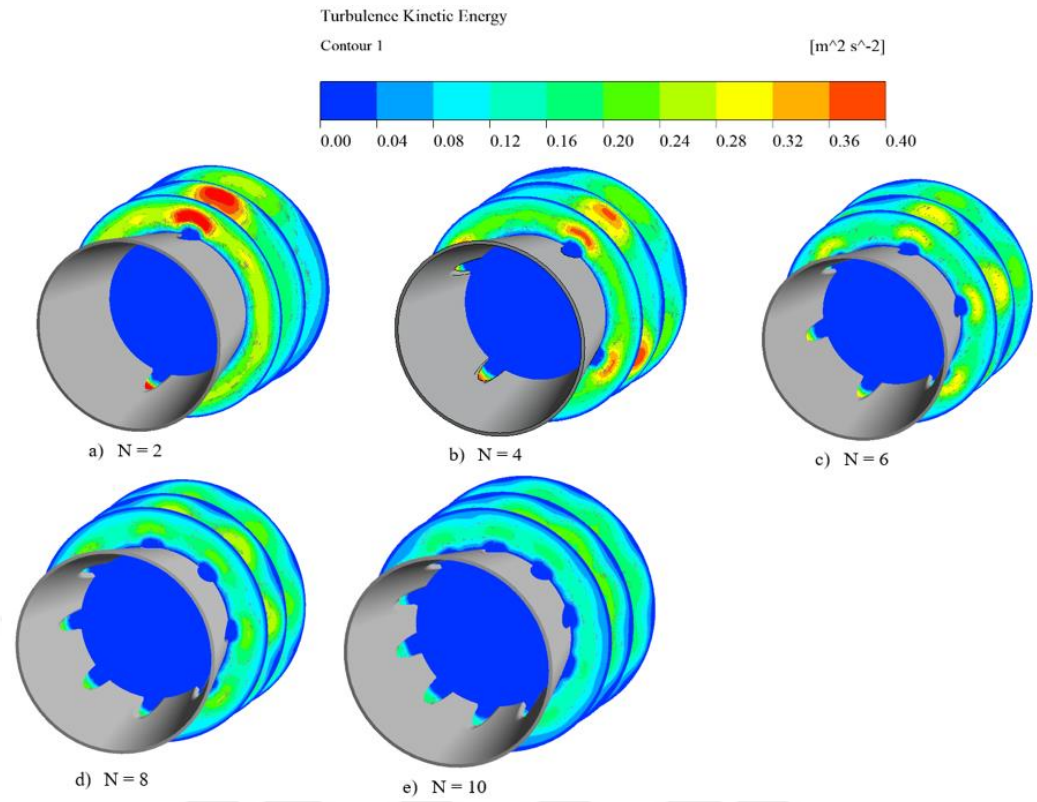
Konik halkaların (N = 0) ve DKH'lerin kullanılmasının hız şiddeti profilleri üzerindeki etkileri Şekil 14 ve Şekil 15'te sunulmuştur. Yüksek hız, DKH ile geliştirilmiş boru için çekirdek bölgede ve duvarın yakınında dağıtılır. Duvarın yakınındaki yüksek hız, ısıyı duvardan çeker. Daha fazla deliğe sahip DKH'lerin çıkışındaki hız büyüklüğünün, daha az sayıda deliğe sahip DKH'lere kıyasla önemli ölçüde daha küçük olduğu gözlemlenebilir. Bunun nedeni, deliklerden önemli miktarda akışkan akışının geçmesi ve bunun sonucunda koninin ucunda hava akış hızının düşmesidir. Sonuçlar, koni deliklerinden çıkan akışkanın borunun duvarlarına çarptığını göstermektedir. Sonuç olarak, duvarın yakınındaki akışkan akışı ile merkezi alanlar arasında daha iyi karışım oluşturulur ve ısı transfer hızı iyileştirilir. Jet oluşumunun tamamen delik sayısına bağlı olduğu belirtilmelidir. Daha büyük delikli (d = 7 mm) konik halkaların ucundaki hız büyüklüğünün, deliklerden daha yüksek kütle akış hızı nedeniyle azaldığı gözlemlenebilir. Sonuçlar, daha geniş çıkış alanı (D_2 = 30 mm) olan DKH

deliklerinden jet akışının azaldığını göstermektedir. Bu, boru duvarları ile çekirdek bölge arasında akışkan karışımının azalmasına neden olur ve bu nedenle Nusselt sayısı azalabilir.

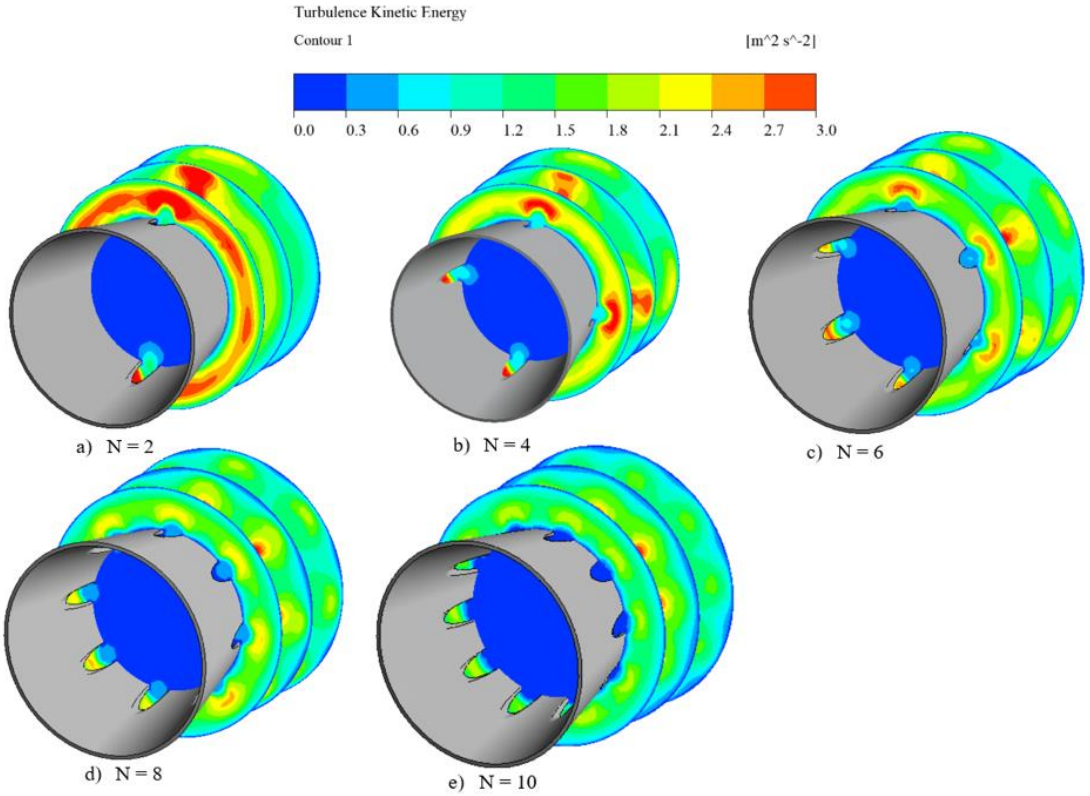


Şekil 16. Z = 1,2 m'de hız vektörlerinin kıyaslanması

DKH deliklerinin sayısının ısı değiştirici borular içindeki hava akışının teğet hız vektörleri üzerindeki etkisi Şekil 16'da sunulmuştur. N = 2 ile DKH'nin deliklerinden geçen daha yüksek kütle akış hızı nedeniyle, teğet hız vektörleri diğer DKH'lere kıyasla daha güçlüdür. Delikler boyunca yeniden dolaşan akış, duvarlar ve çekirdek bölgeler arasındaki ısı transferini iyileştirebilir. Alternatif olarak, ısıl sınır tabakası bozulması, çekirdek ve boru duvarı arasında daha iyi karışmaya neden olur. N = 10 ile DKH içinden akışkan akış hızının diğer test edilen geometrilere göre daha zayıf olduğu gözlemlenebilir. Bunun nedeni, daha yüksek sayıda deliğe sahip DKH'lerin her bir deliğinden daha düşük kütle akış hızından kaynaklanmaktadır. Sonuçlar, daha küçük DKH deliklerinden (d = 3 mm) geçen hız büyüklüğünün önemli ölçüde arttığını ortaya koymaktadır. Bu güçlü hız, sürtünme kaybını ve ısı transfer katsayısını artıran deliklerin yakınında daha güçlü girdap akışına yol açmaktadır. Kütlenin korunumu nedeniyle, daha küçük çıkış çapları D_2 = 20 mm olan DKH deliklerinden geçen akışkan hızının, daha büyük çıkış çaplarına sahip DKH'lerden önemli ölçüde daha yüksek olduğu gözlemlenebilir.

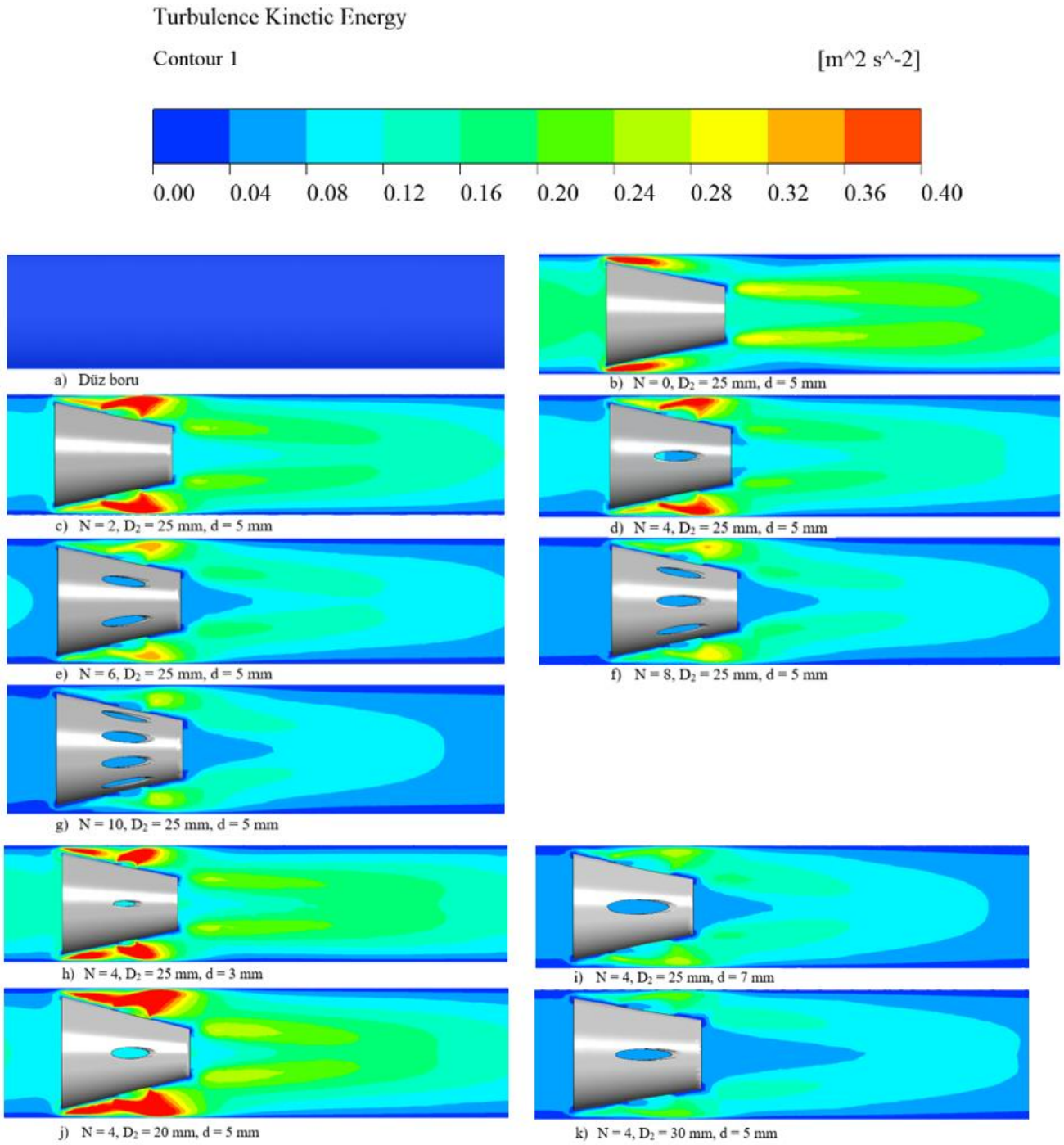


Şekil 17. Re = 4000'de, Z = 0.24, 0.255 VE 0.27 m'de türbülans kinetik enerji konturları

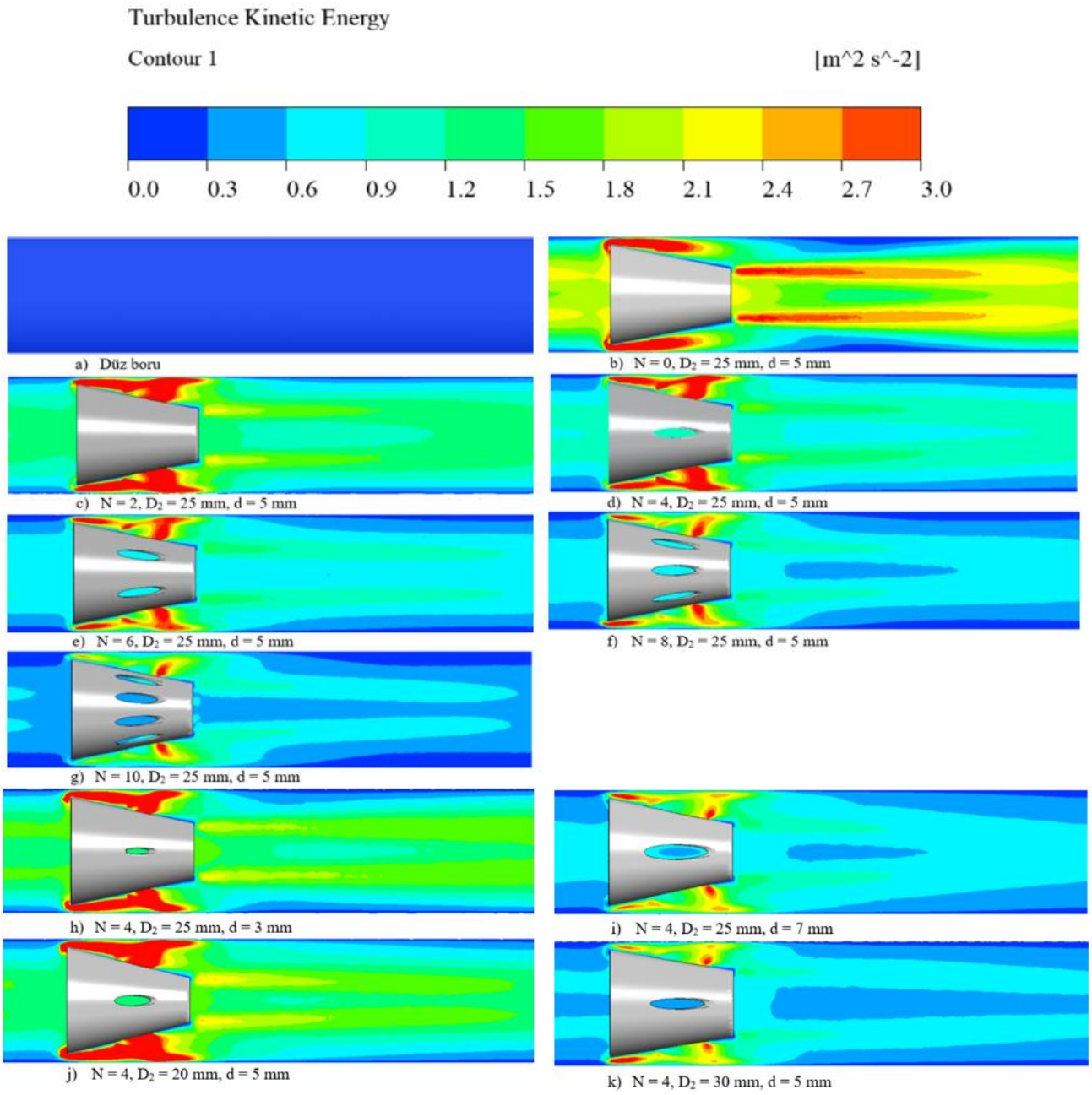


Şekil 18. Re = 14000'de, Z = 0.24, 0.255 VE 0.27 m'de türbülans kinetik enerji konturları

Şekil 17 ve Şekil 18, farklı delik sayılarıyla Z = 0.24, 0.255 ve 0.27 m'de türbülans kinetik enerji dağılımlarını göstermektedir. Genel olarak türbülans yoğunluğu, kayma gerilmesinin ve akış bozulmasının çekirdek bölgeye göre çok daha yüksek olduğu deliklerin yakınında yüksektir. Test edilen diğer geometrilere kıyasla, N = 2 durumunda türbülans kinetik enerjinin oldukça yüksek olduğu gözlemlenebilir. Bu, ısıl sınır tabakası bozulmasının, daha az sayıda deliğe sahip DKH'ler için önemli ölçüde daha yüksek olduğunu gösterir. Türbülans kinetik enerji geliştirmesinin ana fiziksel nedeni, DKH'lerin her bir deliğinden gelen daha güçlü türbülans yoğunluğu ve bu bölgelerin yakınında daha fazla üretilen düzensizliktir.



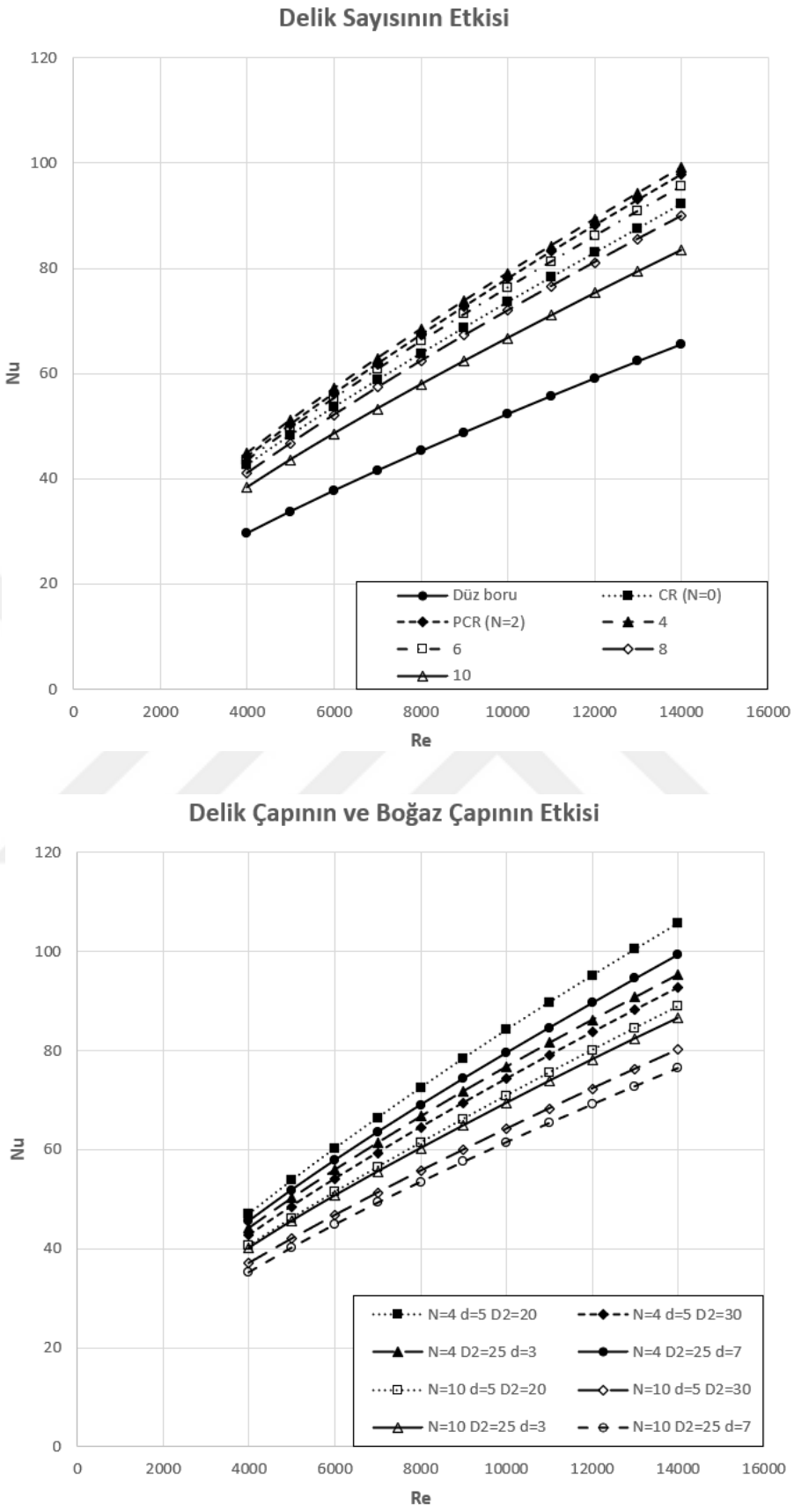
Şekil 19. Re = 4000'de, farklı delik sayılarında DKH'lerin eksenel yönde türbülans kinetik enerji konturları



Şekil 20. Re = 14000'de, farklı delik sayılarında DKH'lerin eksenel yönde türbülans kinetik enerji konturları

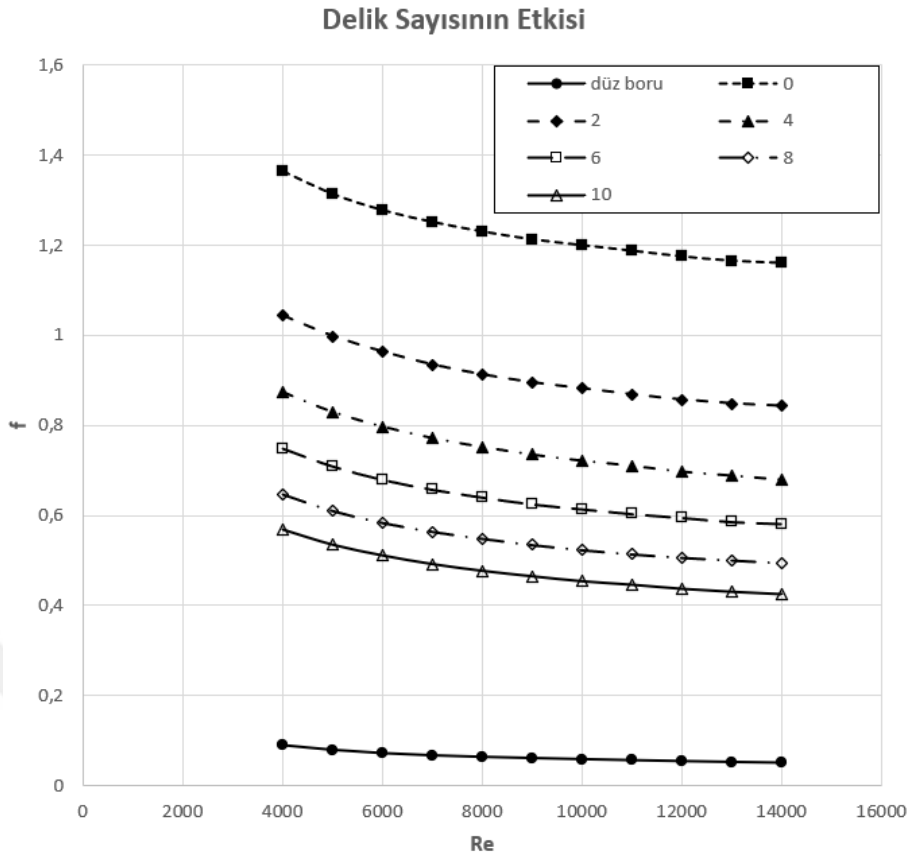
Şekil 19 ve Şekil 20, KH ve DKH'ler ile donatılmış ısı değiştirici borularından hava akışının türbülanslı kinetik enerjisini göstermektedir. N = 0 durumunda, akışkan akışının konik halka tarafından bozulduğu, akışkan akışının boru duvarını yeniden bağladığı ve boru duvarlarının yakınındaki ısıl sınır tabakasını bozan çekirdek bölgelere karışan akışkan akışını arttırdığı gözlemlenebilir. Bu tür akış düzensizliği, akışkan akışının ısı transferini ve türbülans yoğunluğunu önemli ölçüde artırır. DKH'lere yakın türbülans yoğunluğunun, delik sayısının 2'den 10'a çıkmasıyla önemli ölçüde azaldığı

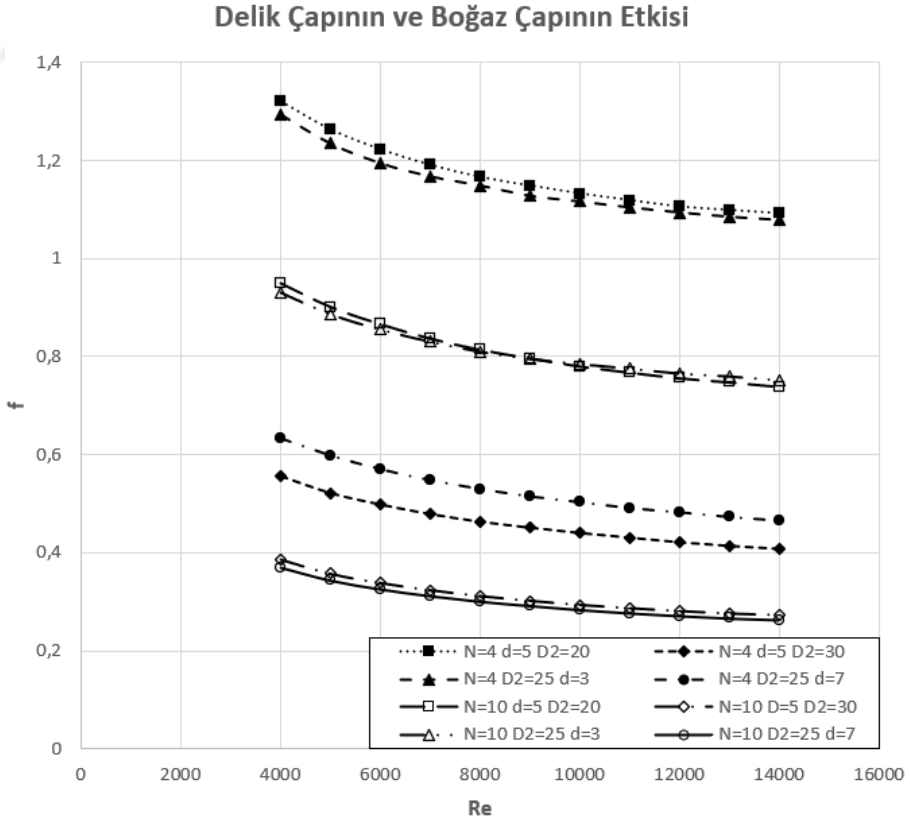
gözlemlenebilir. Daha az sayıda deliğe sahip deliklerin çıkışındaki jet oluşumu, daha fazla akışkan karışımı yaratır ve bu da daha yüksek türbülans yoğunluğuna yol açar. Beklendiği gibi, küçük delikli DKH'lerin yakınındaki türbülanslı kinetik enerji, büyük deliklere göre önemli ölçüde daha yüksektir.



Şekil 21. Farklı geometrik parametrelerde DKH'li boruların reynolds sayılarına göre Nusselt değişim grafiği

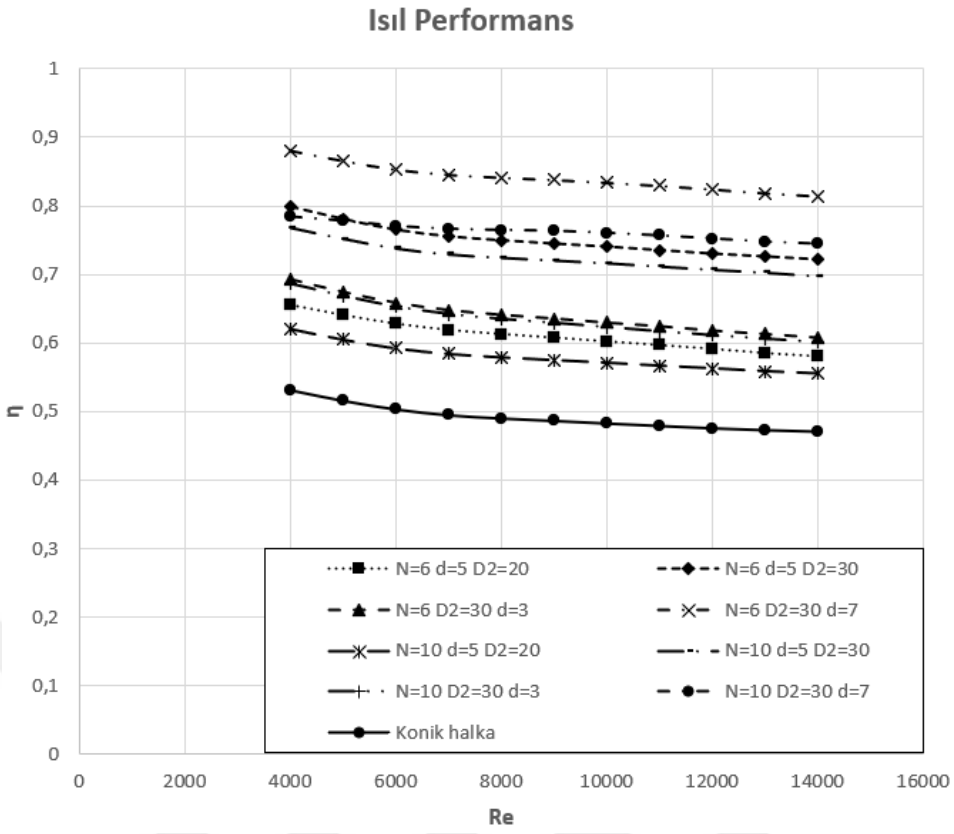
Şekil 21, DKH geometrisinin ısı değiştirici borusundaki ortalama Nusselt hava akışı sayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Isı transfer katsayısı, Reynolds sayısının 4000'den 14000'e çıkarılmasıyla artar. Bunun başlıca nedeni, daha yüksek Reynolds sayısının daha iyi akışkan karışımı sağlaması ve ısıl sınır tabakasını bozan türbülans yoğunluğunu artırmasıdır. Konik halka durumu için Nusselt sayısının (N = 4) test edilen geometriler arasında en yüksek olduğu sonucuna varılabilir. Daha yüksek Nusselt sayısı, DKH'lerin varlığında ısıl sınır tabakası bozulmasıyla da ilişkilidir. Ayrıca, konik halkaların çıkışındaki akış bozukluğu ve jet çarpması akışkan direncini artırır, bu da ısı değiştirici borusu boyunca ısı transfer katsayısını artırır. Sonuçlar, delik sayısının 4'den 10'a çıkmasıyla Nusselt sayısının %15,87'ye kadar düştüğünü gösteriyor. Bunun nedeni, daha az sayıda delik bulunan DKH duvarlarının yakınındaki daha yüksek akış bozukluğudur, bu da duvarların yakınında daha güçlü girdap yoğunluğun, girdaplara ve çekirdek bölgede jet oluşumuna neden olur. Tipik konik halka (N = 0) ile donatılmış ısı değiştirici borusu için ısı transfer katsayısında, N = 4 olan delikli konik halka ile karşılaştırıldığında %7 artış olduğu da görülmektedir. Görülebileceği gibi, Nusselt sayısı DKH D_2 çap ölçüsünü 30 mm'den 20 mm'ye düşürdükçe artmaktadır. Bu ana fiziksel neden, daha yüksek eksenel hız büyüklükleri nedeniyle boru duvarlarının yakınında daha iyi ısıl sınır tabakası bozulmasıdır (bkz. Şekil 14, 15 ve 16). Sonuçlar, 6 delik sayısına kadar delik çapının artmasıyla Nusselt sayısının arttığını göstermiştir. N = 6, d = 5 mm özelliklerine sahip DKH’den itibaren 8 ve 10 delik sayılı DKH’lerin delik çapı arttıkça Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür.





Şekil 22. Farklı geometrik parametrelerde DKH'li boruların reynolds sayılarına göre sürtünme faktörü değişim grafiği

Delik sayısının DKH'lerle donatılmış boruların içindeki sürtünme faktörü üzerindeki etkisi Şekil 22'de sunulmuştur. Şekilde görülebileceği gibi, ısı değiştirici borusunun içine deliksiz konik halkalar monte edildiğinde sürtünme faktörü önemli ölçüde artar. Bunun başlıca nedeni, boru duvarlarının yakınındaki yüksek viskoz kayıplar nedeniyle dinamik hava akış basıncının dağılmasıdır. Sürtünme artışının bir diğer nedeni, hidrodinamik sınır tabakası bölgesindeki basınç ve eylemsizlik kuvvetlerinin etkileşimi nedeniyle çekirdek ve yakın duvar bölgeleri arasında yeniden dolaşan akışlardır. Bir ısı değiştirici borusunda daha fazla sayıda deliğe sahip DKH kullanımı, tipik konik halkaya (N = 0) göre sürtünme faktörü üzerinde önemli bir azalmaya neden olur. Sonuçlar, delik sayısının 2'den 10'a çıkmasıyla sürtünme faktörünün %49,51'e kadar düştüğünü ortaya koymaktadır. Beklendiği gibi tüm durumlarda Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Sürtünme faktörü, N = 2, 4, 6, 8 ve 10 için tipik konik halka (N = 0) ile karşılaştırıldığında sırasıyla %23.65, %36.01, %45.24, %52,75 ve %58.41 azalma gösterir. Sonuçlar, D_2 = 30 olan DKH'lerle donatılmış ısı değiştirici borusundan geçen akışkan akışının sürtünme faktörünün test edilen geometriler arasında en küçük olduğunu göstermektedir. Bu sürtünme faktörünün azaltılması, sistemin ısıl performans faktörünü önemli ölçüde artırabilir.



Şekil 23. Farklı geometrik parametrelerde DKH'lİ boruların reynolds sayılarına göre ısıl performans değişimi

Farklı geometrik parametrelerin ısıl performans (η) üzerindeki etkisi Şekil 23'te gösterilmektedir. Beş farklı DKH kullanılarak elde edilen ısıl performans değerlerinin benzer eğilimde olduğu ve Reynolds sayısının artmasıyla azaldığı görülmektedir. En düşük delik sayısında (N = 2), ısıl performans artışı, tipik konik halkalar (N = 0) takılı boruya göre %26.41 daha fazla bulunurken, N = 10'da ise yaklaşık %27.62 olmuştur. Bu, daha fazla sayıda deliğe sahip DKH'lerle donatılmış ısı değiştirici borusundaki ısıl performans artışının, tipik konik halkalara (N = 0) kıyasla daha belirgindir. N = 6'dan sonra delik sayısının artmasıyla basınç düşüşü her ne kadar azalsa da Nusselt sayısı da azalmaktadır. Bunun sebebi akış bozulması ve türbülans yoğunluğu 6 delik sayısından sonra azalmasıdır. Bunun sonucunda da ısıl performansta düşüş gerçekleşmektedir. 30 mm çap ölçüsüne sahip DKH'lerin test edilen diğer geometrilere göre çok daha yüksek ısıl performans faktörüne sahip olduğu gözlemlenebilir. Bunun başlıca nedeni, daha geniş çıkış alanına sahip DKH'lerin kullanılmasıyla önemli derecede sürtünme faktörünün azalmasıdır. 4000 Reynolds sayısında N = 6, d = 0.7 mm ve D_2 = 30 mm için oluşan maksimum ısıl performans faktörü 0.88 elde edilmiştir.

5 SONUÇLAR

Üç farklı geometrik parametreye ($0 \leq N \leq 10$, $3 \leq d \leq 7$ ve $20 \leq D_2 \leq 30$) sahip delikli konik halkaların hava akışının akış özellikleri, ısı transferi ve sürtünme kaybı üzerindeki etkileri ısı değiştirici borular vasıtasıyla türbülans rejimi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar, düz bir boru ve tipik konik halkalarla karşılaştırılmıştır.

Ana sonuçlar aşağıdaki gibidir.

• DKH Nusselt sayısı, delik sayısının 4'ten 10'a çıkmasıyla %15,87'e kadar düşüyor. Deliklerden geçen devridaim akışı, boru duvarına doğru hareket eder ve ardından çekirdek bölge ile karışır. Bu devridaim akışı, ısıl sınır tabakasının etkili bir şekilde bozulmasına neden olur ve ısı transferinin artmasına neden olur.

• f, N = 2, 4, 6, 8 ve 10 için tipik konik halka (N = 0) ile karşılaştırıldığında sırasıyla %23.65, %36.01, %45.24, %52.75 ve %58.41 azalma gösterir. Bu, esas olarak, boru duvarlarının yakınında yüksek viskoz kayıplar nedeniyle dinamik hava akış basıncının dağıtılmasıyla ilgilidir.

• N = 10 için ısıl performans artışı, tipik konik halkalarla takılan borudan %27.62 daha fazla bulunurken, N = 6'da yaklaşık %40.06 olarak bulunmuştur.

• 4000 Reynolds sayısında N = 6, d = 7 mm ve D_2 = 30 mm için oluşan maksimum ısıl performans faktörü 0.88 elde edilmiştir.

• Türbülans yoğunluğu, kayma gerilmesinin ve akış tedirginliğinin çekirdek bölgeye göre çok daha yüksek olduğu deliklerin yakınında daha güçlüdür. Diğer DKH geometrilerine kıyasla, N = 2 durumunda türbülans kinetik enerjinin oldukça yüksek olduğu gözlemlenebilir.

6 REFERANSLAR

[1] S. Mosayebidorcheh, M. Hatami, Analytical investigation of peristaltic nanofluid flow and heat transfer in an asymmetric wavy wall channel (Part I: Straight channel), Int. J. Heat Mass Transf. 126 (2018) 790–799.

[2] W. Tang, M. Hatami, J. Zhou, D. Jing, Natural convection heat transfer in a nanofluid-filled cavity with double sinusoidal wavy walls of various phase deviations,Int. J. Heat Mass Transf. 115 (2017) 430–440.

[3] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Optimization of the heat transfer coefficient and pressure drop of Taylor-Couette-Poiseuille flows between an inner rotating cylinder and an outer grooved stationary cylinder, Int. J. Heat Mass Transf. 108 (2017) 1449–1459.

[4] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Heat transfer enhancement in annular flow with outer grooved cylinder and rotating inner cylinder: review and experiments, Appl. Therm. Eng. 120 (2017) 257–268.

[5] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Experimental study of convective heat transfer in the entrance region of an annulus with an external grooved surface, Exp. Therm Fluid Sci. 98 (2018) 557–562.

[6] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Friction factor and Nusselt number in annular flows with smooth and slotted surface, Heat Mass Transf. (2018) 1–9.

[7] Q. Gravndyan, O.A. Akbari, D. Toghraie, A. Marzban, R. Mashayekhi, R. Karimi, F. Pourfattah, The effect of aspect ratios of rib on the heat transfer and laminar water/TiO2 nanofluid flow in a two-dimensional rectangular microchannel, J. Mol. Liq. 236 (2017) 254–265.

[8] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Zangouei, F. Hormozi, Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental validation, Int. J. Therm. Sci. 88 (2015) 180–192.

[9] M. Mamourian, K.M. Shirvan, S. Mirzakhanlari, A. Rahimi, Vortex generators position effect on heat transfer and nanofluid homogeneity: a numerical investigation and sensitivity analysis, Appl. Therm. Eng. 107 (2016) 1233–1247.

[10] S. Chamoli, R. Lu, P. Yu, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts, Appl. Therm. Eng. 121

(2017) 1117–1134.

[11] M. Nakhchi, J. Esfahani, Sensitivity analysis of a heat exchanger tube fitted with cross-cut twisted tape with alternate axis, J. Heat Transf. 141 (2019) 041902, https://doi.org/10.1115/1.4042780.

[12] K. Yakut, B. Sahin, Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers, Appl. Energy 78 (2004) 273–288.

[13] R. Mashayekhi, E. Khodabandeh, M. Bahiraei, L. Bahrami, D. Toghraie, O.A. Akbari, Application of a novel conical strip insert to improve the efficacy of water–Ag nanofluid for utilization in thermal systems: a two-phase simulation, Energy Convers. Manage. 151 (2017) 573–586.

[14] S. Chamoli, R. Lu, J. Xie, P. Yu, Numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube integrated with novel anchor shaped inserts, Appl. Therm. Eng. 135 (2018) 304–324.

[15] S.K. Singh, M. Kumar, A. Kumar, A. Gautam, S. Chamoli, Thermal and friction characteristics of a circular tube fitted with perforated hollow circular cylinder inserts, Appl. Therm. Eng. 130 (2018) 230–241.

[16] S. Chamoli, P. Yu, S. Yu, Multi-objective shape optimization of a heat exchanger tube fitted with compound inserts, Appl. Therm. Eng. 117 (2017) 708–724.

[17] J. Sawhney, R. Maithani, S. Chamoli, Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of solar air heater using wavy delta winglets, Appl. Therm. Eng. 117 (2017) 740–751.

[18] P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators, Int. Commun. Heat Mass Transfer 34 (2007) 72–82.

[19] P. Promvonge, S. Eiamsa-Ard, Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator, Energy Convers. Manage. 47 (2006) 2867–2882.

[20] P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, Int. Commun. Heat Mass Transfer 34 (2007) 849–859.

[21] T. Ayhan, Y. Azak, C. Demirtas, B. Ayhan, Numerical and experimental investigation of enhancement of turbulent flow heat transfer in tubes by means of truncated hollow cone inserts, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Springer, 1999, pp. 347–356.

[22] P. Promvonge, Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts, Energy Convers. Manage. 49 (2008) 8–15.

[23] M. Bhuiya, M. Chowdhury, M. Saha, M. Islam, Heat transfer and friction factor characteristics in turbulent flow through a tube fitted with perforated twisted tape inserts, Int. Commun. Heat Mass Transfer 46 (2013) 49–57.

[24] S. Skullong, P. Promvonge, C. Thianpong, M. Pimsarn, Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes, Int. J. Heat Mass Transf. 95 (2016) 230–242.

[25] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-Ard, Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, Int. Commun. Heat Mass Transfer 37 (2010) 560–567.

[26] M. Sheikholeslami, D. Ganji, Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators, Energy Convers. Manage. 127 (2016) 112–123.

[27] M. Nakhchi, J. Esfahani, Cu-water nanofluid flow and heat transfer in a heat exchanger tube equipped with cross-cut twisted tape, Powder Technol. (2018).

[28] M. Nakhchi, J. Esfahani, Numerical investigation of rectangular-cut twisted tape insert on performance improvement of heat exchangers, Int. J. Therm. Sci. 138 (2019) 75–83.

[29] A. Nouri-Borujerdi, M. Nakhchi, Prediction of local shear stress and heat transfer between internal rotating cylinder and longitudinal cavities on stationary cylinder with various shapes, Int. J. Therm. Sci. 138 (2019) 512–520.

[30] A. Fan, J. Deng, A. Nakayama, W. Liu, Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts, Int. J. Heat Mass Transf. 55 (2012) 5205–5213.

[31] A. Fan, J. Deng, J. Guo, W. Liu, A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts, Appl. Therm. Eng. 31 (2011) 2819–2828.

[32] J. Córcoles-Tendero, J. Belmonte, A. Molina, J. Almendros-Ibáñez, Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube, Int. J. Therm. Sci. 126 (2018) 125–136.

[33] M.E. Nakhchia, J.A. Esfahani, Numerical investigation of different geometrical parameters of perforated conical rings on flow structure and heat transfer in heat exchangers, Applied Thermal Engineering 156 (2019) 494‑505.

[34] M.E. Nakhchia, J.A. Esfahani, Numerical investigation of turbulent Cu-water nanofluid in heat exchanger tube equipped with perforated conical rings, Advanced Powder Technology 30 (2019) 1338–1347.