

T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**BİR BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI
IZGARA YAPISINA SAHİP HALKA
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ
DÜŞÜMÜ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Hazırlayan
Ayşenur SELVİ

Danışman
Prof. Dr. Sibel GÜNEŞ

Yüksek Lisans Tezi

Kasım 2024
KAYSERİ

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**BİR BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI
IZGARA YAPISINA SAHİP HALKA
TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ
DÜŞÜMÜ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Ayşenur SELVİ**

**Danışman
Prof. Dr. Sibel GÜNEŞ**

**Kasım 2024
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Ayşenur SELVİ

İmza

“Bir Boru İçerisine Yerleştirilen Farklı Izgara Yapısına Sahip Halka Türbülatörlerin Isı Transferi Ve Basınç Düşümü Üzerine Etkisinin İncelenmesi” adlı Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

Ayşenur SELVİ

İmza

Danışman

Prof. Dr. SİBEL GÜNEŞ

Makine Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. S. Orhan AKANSU İmza

TEŞEKKÜR

Bana çalıŐmalarım sűresince her tűrlű yardımı ve fedakârlığı sađlayan, Prof. Dr. SİBEL GÜNEŐ e danıŐmanlığı ve yardımları için tez çalıŐmam boyunca bana verdiđi gerek maddi gerek manevi destek, gűstermiŐ olduđu sabır ve anlayıŐ için ve Dr. Őđr. Őyesi Serpil Őzkılı a yardımlarını esirgemeyen ve en önemlisi bilgilerini benimle paylaŐtıđı için çok teŐekkűr ederim. Her zaman yardımlarını ve desteđini hiç esirgemeyen aileme, sűre boyunca yanımda olan ve destek sađlayan arkadaŐım Hilal GűŐen ve Mehmet İpekçi ye ve deđerli iŐ arkadaşlarıma teŐekkűr ederim.

Ayşenur SELVİ

Kasım 2024, KAYSERİ

BİR BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI IZGARA YAPISINA SAHİP HALKA TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Ayşenur SELVİ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Kasım 2024
Danışman: Prof. Dr. Sibel GÜNEŞ

ÖZET

Bu çalışmada boş dairesel kesitli bir boru içerisine yerleştirilen halka türbülatorlerin ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Boru içerisine yerleştirilen halka türbülatorlerin tasarımı üç farklı şekilde tasarlanmış ve üç farklı alan seçilerek tasarlanmış tel kafes görünümünde olup, halka türbülatorler boru içerisine hatve oranı (p/d) 1 ve 2 olacak şekilde yerleştirilmiştir. Tel kafes görüntüsü kare, daire ve bal petek yapıda olacak şekilde altıgen olarak değerlendirilmiş ve her bir yapı için 5 mm^2 , 10 mm^2 20 mm^2 olacak şekilde tasarlanmıştır.

Boş boru ve halka türbülatorlü boru modelleri Ansys Fluent programında türbülanslı hava akışı kullanılarak sayısal olarak modellenmiştir. Boru dış yüzeyinden 2500 w/m^2 ısı akısı verilerek yapılan CFD analizlerinde kullanılan hız değerleri 5000 - 30000 aralığında Reynolds sayılarına 5 farklı hız aralığında yapılan analizlerde göre belirlenmiştir. Sonuçlar grafikler yardımıyla işlendi ve sonuca ulaşıldı. 3 farklı geometriye sahip türbülator modelinde altıgen model diğer modellere göre daha verimli çıkmıştır. Hatve oranı p/d 2 olan modeller diğer hatve oranına göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Optimum değer altıgen yapıda p/d 2 olan ve yüzey alanı 10 mm^2 olan modelde ve düşük hızlarda elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Halka Türbülator, Isı Transferi, Reynolds Sayısı

**INVESTIGATION OF THE EFFECT OF RING TURBULATORS WITH
DIFFERENT GRILL STRUCTURE PLACED IN A PIPE ON HEAT TRANSFER
AND PRESSURE DROP**

Ayşenur SELVİ

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
Master Thesis, November,2024
Supervisor: Prof. Dr. Sibel Güneş**

ABSTRACT

In this study, the effect of ring turbulators placed in an empty circular cross-section pipe on heat transfer was numerically examined. The design of the ring turbulators placed in the pipe has a wire cage appearance designed in three different shapes and three different areas are selected, and the ring turbulators are placed in the pipe with a pitch ratio (p/d) of 1 and 2. The wireframe image was evaluated as hexagonal with a square, circular and honeycomb structure and was designed to be 5 mm², 10 mm² and 20 mm² for each structure.

Empty pipe and ring turbulator pipe models were numerically modeled using turbulent air flow in the Ansys Fluent program. The speed values used in the CFD analyzes performed by giving 2500 w/m² heat flux from the outer surface of the pipe were determined according to the Reynolds numbers in the range of 5000-30000, in the analyzes made in 5 different speed ranges. The results were processed with the help of graphics and the result was reached. In the turbulator model with 3 different geometries, the hexagonal model was more efficient than the other models. Models with a pitch ratio of p/d 2 gave better results than other pitch ratios. The optimum value was obtained in the model with a hexagonal structure, p/d 2 and a surface area of 10 mm², and at low speeds.

Keywords: ring turbulator, heat transfer, Reynolds numbers

İÇİNDEKİLER

BİR BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN FARKLI IZGARA YAPISINA SAHİP HALKA TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	iii
KABUL VE ONAY	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	x
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Genel Bilgiler	4
1.1.1. Aktif Yöntemler.....	6
1.1.2. Pasif Yöntemler	8
1.1.3. Bileşik Yöntemler	10
1.2. Literatür Çalışması	10
1.3. Çalışmanın Literatürden Farkı.....	16

2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Giriş	18
2.2. Materyal.....	18
2.2.1. Boş Boru.....	18
2.2.2. Türbülantörlü Borular	19
2.2.3. Mesh Yapısı ve Ağ Bağımsızlığı	32
2.2.4. Tez Çalışmasında Kullanılan Ampirik Bağıntılar Denklemler	35

2.2.4.1. Reynolds Sayısı	35
2.2.4.2. Sürtünme faktörü.....	35
2.2.4.3. Nusselt sayısı.....	35
2.2.4.4. Prandtl sayısı	35
2.2.4.5. Performans Değerlendirme Kriteri (THP)	36
2.2.5. Sıcaklığa Bağlı Olarak Değişen Akışkan Özelliklerinin Belirlenmesi.....	36
2.2.5. Boş borunun geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri	36

3. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

3.1. Tartışma	41
3.2. Analiz Sonuçları	41
KAYNAKÇA	54
ÖZGEÇMİŞ.....	58

KISALTMALAR

A	: Alan (m ²)
L	: Isıtıcı borunun uzunluğu (m)
D	: Kanat çapı (m)
D _D	: Isıtıcı borunun dış çapı (m)
q	: Debi (m ³ /h)
P	: Basınç (Pa)
ΔP	: Basınç Düşümü (Pa)
T	: Sıcaklık (°C)
Q	: Isı Geçişi (W)
Q _t	: Sıcak akışkandan sağlanan ısı enerjisi (W)
σ	: Stefan-Boltzmann sayısı (W/m ² ·K)
A ₀	: Toplam ısı geçiş yüzeyi (m ²)
c _p	: Sabit Basınçta Molar Isı Kapasitesi (kJ/kg·°C)
k	: Termal İletkenlik (W/m·K)
ε _i	: Yüzey yayılımı
Nu	: Nusselt sayısı
NTU	: Birim Isı Transfer Sayı
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds sayısı
V	: Hız (m/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
μ	: Dinamik Viskozite (Pa·s)
ν	: Kinematik Viskozite (m ² /s)
t	: Kanat kalınlığı (mm)
f	: Sürtünme Kayıp Katsayısı

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Türbülötörlü Boru Sınır Şartları ve Geometrik Parametreleri	20
--	----



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Sayısal modelde kullanılan boş boru tasarımı	19
Şekil 2.2.	Altıgen Yapıya Sahip,5mm ² türbülator görünüşü (Model 1-2)	20
Şekil 2.3.	Altıgen Yapıya Sahip,5mm ² ve p/d=1 olan türbülator yerleşimi (Model 1)	21
Şekil 2.4.	Altıgen Yapıya Sahip,5mm ² ve p/d=2 olan türbülator yerleşimi (Model 2)	21
Şekil 2.5.	Altıgen Yapıya Sahip,5mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 1-2).....	21
Şekil 2.6.	Altıgen Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü (Model 3-4)	22
Şekil 2.7.	Altıgen Yapıya Sahip,10mm ² ve p/d=1 olan türbülator yerleşimi (Model 3)	22
Şekil 2.8.	Altıgen Yapıya Sahip,10mm ² ve p/d=2 olan türbülator yerleşimi (Model 4)	22
Şekil 2.9.	Altıgen Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 3-4).....	23
Şekil 2.10.	Altıgen Yapıya Sahip,20mm ² türbülator görünüşü (Model 5-6)	23
Şekil 2.11.	Altıgen Yapıya Sahip,20mm ² ve p/d=1 olan türbülator yerleşimi (Model 5)	23
Şekil 2.12.	Altıgen Yapıya Sahip,20mm ² ve p/d=2 olan türbülator yerleşimi (Model 6)	24
Şekil 2.13.	Altıgen Yapıya Sahip,20mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 3-4).....	24
Şekil 2.14.	Daire Yapıya Sahip,5mm ² türbülator görünüşü (Model 7-8).....	24
Şekil 2.15.	Daire Yapıya Sahip,5mm ² ve p/d=1 olan türbülator yerleşimi (Model 7)	25
Şekil 2.16.	Daire Yapıya Sahip,5mm ² ve p/d=2 olan türbülator yerleşimi (Model 8)	25
Şekil 2.17.	Daire Yapıya Sahip,5mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 7-8).....	25
Şekil 2.18.	Daire Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü(Model 9-10).....	26
Şekil 2.19.	Daire Yapıya Sahip,10mm ² ve p/d=1 olan türbülator yerleşimi (Model 9)	26
Şekil 2.20.	Daire Yapıya Sahip,10mm ² ve p/d=2 olan türbülator yerleşimi (Model 10)	26
Şekil 2.21.	Daire Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 9-10).....	27
Şekil 2.22.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² türbülator görünüşü (Model 11-12).....	27

Şekil 2.23.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi (Model 11).....	27
Şekil 2.24.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi (Model 12).....	28
Şekil 2.25.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 11-12)....	28
Şekil 2.26.	Kare Yapıya Sahip,5m m ² türbülator görünüşü (Model 13-14).....	28
Şekil 2.27.	Kare Yapıya Sahip,5mm ² ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi (Model 13).....	29
Şekil 2.28.	Kare Yapıya Sahip,5mm ² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi (Model 14).....	29
Şekil 2.29.	Kare Yapıya Sahip,5mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 15-16).....	29
Şekil 2.30.	Kare Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü (Model 15-16).....	30
Şekil 2.31.	Kare Yapıya Sahip,10mm ² ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi (Model 15).....	30
Şekil 2.32.	Daire Yapıya Sahip,10mm ² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi(Model 16).....	30
Şekil 2.33.	Kare Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 15-16).....	31
Şekil 2.34.	Kare Yapıya Sahip,20mm ² türbülator görünüşü (Model 17-18).....	31
Şekil 2.35.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi (Model 17).....	31
Şekil 2.36.	Daire Yapıya Sahip,20mm ² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi (Model 18).....	32
Şekil 2.37.	Kare Yapıya Sahip,10mm ² türbülator görünüşü kesiti (Model 15-16).....	32
Şekil 2.38.	Boş Boru Ağ Yapısı Gösterimi.....	33
Şekil 2.39.	Ağ yapısı kalite sınıflandırılması gösterimi.....	33
Şekil 2.40.	Türbülatorlü Boru Ağ Yapısı Gösterimi-1 (Model 13).....	34
Şekil 2.41.	Türbülatorlü Boru Ağ Yapısı Gösterimi-2 (Model 13).....	34
Şekil 2.42.	Boş boru analiz sonucu ile hesaplanan Nusselt değerleri karşılaştırma grafiği.....	39
Şekil 2.43.	Boş boru analiz sonucu ile hesaplanan sürtünme katsayısı değeri karşılaştırma grafiği.....	39

Şekil 3.1.	Boş boru için sıcaklık değer konturleri (Hız 2,0 m/s).....	42
Şekil 3.2.	Boş boru için basınç değer konturleri (Hız 2,0 m/s).....	43
Şekil 3.3.	Model-1 Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2,0 m/s	43
Şekil 3.4.	Model-1 Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2,0 m/s	44
Şekil 3.5.	Model-1 Türbülatorlerin Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2,0 m/s	44
Şekil 3.6.	Model-1 Türbülatorlerin Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2,0 m/s	45
Şekil 3.7.	Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği	46
Şekil 3.8.	Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği	46
Şekil 3.9.	THP-Reynolds Sayısı Grafiği	47
Şekil 3.10.	Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2 m/s (Model 7).....	47
Şekil 3.11.	Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2 m/s (Model 7).....	48
Şekil 3.12.	Türbülator Sıcaklık Kontur Gösterimi-Hız 2 m/s (Model 7).....	48
Şekil 3.13.	Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği.....	49
Şekil 3.14.	Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği	49
Şekil 3.15.	THP-Reynolds Sayısı Grafiği	49
Şekil 3.16.	Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2 m/s (Model 13).....	50
Şekil 3.17.	Turbulater Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2 m/s (Model 13).....	50
Şekil 3.18.	Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği.....	51
Şekil 3.19.	Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği	51
Şekil 3.20.	Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği	52

GİRİŞ

Sanayileşme ve teknolojideki hızlı ilerlemeler, küresel nüfus artışı ve yaşamın artması, enerji talebini her geçen gün daha da artırmaktadır. Artan nüfus, sanayileşme ve daha yüksek konfor arayışı, toplumların enerji ihtiyaçları sürekli olarak artmakta, bu da büyümeyi sürdürülebilirlik açısından yeni çözümler zorunlu kılmaktadır. Teknolojik gelişmeler, şehirleşme ve konfor düzeyindeki yükselme, enerji tüketiminin artırılması yoluyla doğal tüketimin artırılmasına yol açmaktadır. Bu durum, fosil yakıtların yoğun biçimde bir araya getirilmesiyle çevre üzerinde büyük bir baskı oluşturur.

Dünya çapında hızla artan nüfus, gelişmiş teknoloji ve iyileşen yaşam standartları, enerji talebinin de hızla artmasına yol açarak; bu da sürdürülebilir enerji çözümlerine geçiş ihtiyacı oluşturmaktadır.

Enerji verimliliği, belirli bir hizmet veya işin daha az enerji harcanarak gerçekleştirilmesi anlamına gelir. Bu yaklaşım, hem enerji tasarrufu sağlayarak doğal tüketimin korunmasını hem de maliyetlerin azaltılmasını sağlar. Aynı zamanda enerji verimliliği uygulamalarının aktivitelerinin karbon salınımını düşürmesini ve sürdürülebilirlik açısından büyük fayda sağlar. Örneğin, sanayide verimlilik ve enerji yönetim sistemleri ile tasarruf sağlanırken, konutlarda ise ısıtma ve soğutma maliyetleri azaltılabilir.

Enerji verimliliği, gaz, buhar, ısı, hava ve elektrik gibi kaynaklardaki enerji kayıplarını minimize ederek enerji tüketimini azaltmayı, atıkların geri kazanımını ve değerlendirilmesini teşvik etmeyi, ileri teknoloji kullanımıyla üretim süreçlerini daha verimli hale getirmeyi içeren bir dizi stratejidir. Bu yöntemler, enerji talebini düşürürken enerji kaynaklarının daha etkin kullanılmasını sağlar.

Enerji geri kazanım tekniklerinin geliştirilmesi, özellikle enerji tasarrufu ve dolayısıyla enerji verimliliği açısından son derece önemlidir. Enerji tasarrufu kavramı, hem günlük yaşamımızda hem de endüstriyel tesislerde büyük önem taşır çünkü daha az enerji

kullanarak aynı işi yapmak anlamına gelir. Enerji tasarrufu sadece enerjiyi kullanmamak veya kısıtlamak değil, aksine mevcut bilgi, teknoloji ve sosyal standartlarımızı dikkate alarak enerjiyi daha etkin ve verimli bir şekilde kullanmaktır.

Türkiye'de enerji tüketiminin büyük bir bölümü endüstriyel tesislerde (%41), binalarda (%31) ve taşımacılıkta (%20) gerçekleşmektedir. Bu sektörlerde enerji verimliliği önlemlerinin uygulanması, hem enerji maliyetlerini düşürmeye hem de çevresel etkileri azaltmaya yardımcı olabilir. Enerji tasarrufunun en önemli yanı, genellikle enerji maliyetlerini en düşük düzeye indirerek kazanılan enerjidir.

Enerji verimliliği, günümüzün en önemli hedeflerinden biri olup, çevreyi korumak ve kaynakları sürdürülebilir bir şekilde kullanmak için kritik bir role sahiptir. Türbülâtorler, enerjiyi artırmak için etkili bir çözüm sunar. Akışkanların türbülânslı şekilde hareket etmesini sağlayan bu cihazlar, özellikle ısı aktarımı, kimyasal işlemler ve enerji üretimi gibi alanlarda önemli faydalar sağlar.

Türbülâtorlerin uygun şekilde tasarlanıp enerji tasarrufu sağlar, aynı zamanda sistemlerin uzun ömürlü olmasını da sağlar. Bu cihazlar, hem enerji üretim tesislerinde hem de endüstriyel boru hatlarında, sistematik enerjinin elde edilmesinin sağlanmasına yardımcı olur. Sonuç olarak, türbülâtorler, sürdürülebilirlik ve enerji verimliliği sağlama yolunda önemli bir adımdır ve modern enerjinin vazgeçilmez bir parçasıdır.

Teknik olarak, türbülâtorler akışın laminer (düzgün) halden türbülânslı (düzensiz) hale gelmesine yardımcı olur. Bu, genellikle ısı transferi, kimyasal patlamalar veya enerji üretimi gibi işlemlerde verimliliği artırmak için kullanılır. Türbülâtorler, boru hatlarında, ısı dağıtıcılarda, enerji üretim sistemlerinde ve diğer endüstriyel uygulamalarda, kolaylaştırıcıların daha hızlı ve verimli bir şekilde hareket ettirilmesi sağlanır. Bu cihazların, ortamın katılımını teşvik eder ve böylece enerji kayıplarını dağıtım hızlanmasını ve verimliliğin artırılmasını sağlar.

Enerji verimliliği, özellikle endüstriyel kazanlar ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin ve dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülâtorlerin kullanımıyla önem kazanmaktadır. Türbülâtorler, kazan duman boruları içine yerleştirilerek, duman gazı ile boru iç yüzeyleri arasındaki teması artırır. Bu sayede, borulardaki ısı transferi miktarı yükselir ve duman gazının içerideki suya daha fazla ısı transferi sağlanarak kazan verimi artırılır. Türbülâtorler, ısı transfer katsayısını artırarak kazan verimini optimize eder.

Enerji maliyetlerini dűşűrmek amacıyla yapılan çalıřmalar, tűrbűlatűr tasarımlarını geliřtirmeye yűnlendirmiřtir. Farklı tűrbűlatűr modellerinin, űzellikle kazanlarda ve ısı deęiřtircilerinde enerji tasarrufu saęlamak için etkilerini arařtıran birçok deneysel ve sayısal çalıřma bulunmaktadır. Yapılan arařtırmalarda, tűrbűlatűrlerin boru içi akıřkanın tűrbűlansını artırarak ısı transferini nasıl iyileřtirdięi, Nusselt sayıları ve sűrtűnme kayıp katsayıları űzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiřtir.

Sonuç olarak, tűrbűlatűrlerin tasarımı ve uygulaması, enerji tasarrufu ve verimlilik açısından űnemli bir potansiyele sahiptir. İleriye dűnűk çalıřmalar, en uygun tűrbűlatűr geometrisi ve malzemesini belirlemeye yűnelik olup, enerji maliyetlerini dűřűrme ve sűrdűrűlebilir enerji kullanımını teřvik etme hedeflerine katkı saęlamaktadır.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Genel Bilgiler

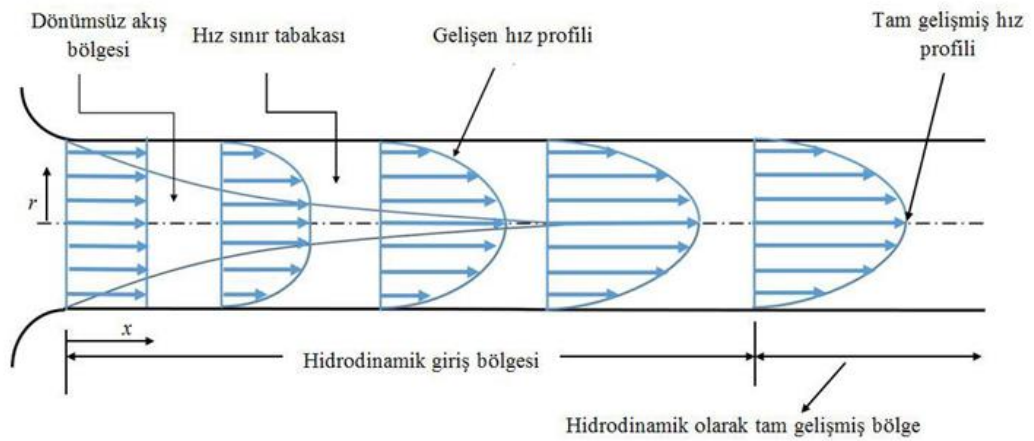
Enerji, insan tüketimi ve sanayinin temel değerleri arasında yer alırken, mevcut verimin etkin kullanımı ve değişimi, dünya dünyasında giderek daha fazla önem kazanmaktadır. Sınırlı enerji kaynakları ve artan enerji talebi, hem yoğunluk etkilerini artırma hem de ekonomik sürdürülebilirliği sağlamak adına enerji tüketiminin optimize edilmesi gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu bağlamda, bilim insanları ve mühendisler, enerjinin bir formdan diğerine dönüşümünü sağlamak için çeşitli yöntem ve teknikler, alternatif enerji aktarımının aktarılması, enerji depolama sistemleri ve akıllı şebeke teknolojileri üzerine yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmalar, enerji kaynağının harcanması, harcanan enerjinin geri kazanılması ve fosil yakıtların çalıştırılması gibi hedeflere ulaşılması amaçlanmakta, bu sayede hem ekonomik olarak sürdürülebilirliğe katkı sağlanmakta hem de ekonomik sıcaklığın düşürülmesine yardımcı olmaktadır. Dolayısıyla enerji yönetimi ve eşitliği, modern sanayinin ve toplumların durumunun gelişimi için kritik bir bilgi birikimine sahiptir.

Isı transferi, mühendislik, fizik ve çevre bilimleri gibi pek çok alanda önemli bir kavramdır. Her bir ısı transfer yöntemi, çeşitli uygulama yoğunluğu ve farklı ölçeklere hitap eder. Bu gelişmeler, enerji verimliliği, ısı yönetimi ve tasarımının kritik bir temel olmasını sağlar.

Isı transferi, sistemler arasındaki sonlu sıcaklık farklılıkları nedeniyle oluşan enerji aralığıdır. Bu süreç, hareketli maddeler veya ortamlar içinde gerçekleşebileceği gibi, durgun bir şekilde bir araya gelme da meydana gelebilir. Katı bir madde ile durgun bir ortam arasındaki ısı transferine "iletim", katı bir madde ile hareketli bir sıcaklık

arasındaki ısı transferine ise "taşınım" adı verilir. İki yüzey arasında sıcaklık farkının bulunduğu yerde ve bu yüzeylerin birleştiği engel olmadan ısı alışverişinde bulunduğu anda oluşan ısı transfer bölümlerine ise "ışınım" denir.

Boru içi akışlarda, boru cidarı ile akışkan arasındaki ısı transferinde sınır tabaka önemli bir parametredir. Bu parametre akış türü ile ilgili olup laminar akıştan türbülanslı akışa doğru giderek incelmektedir. Bu sebepten dolayı türbülanslı akışta ısı transferi laminar akışa göre daha hızlı olmakta ve sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile boru cidarı arasındaki ısı transfer miktarı artmaktadır [1]



Şekil 1.1. Boru içerisindeki hız sınır tabakasının gelişimi [1]

Boru içi akışta sınır tabaka teorisi, akışkanın boru yüzeyine yakın bölgelerinde oluşan hız profili ve sürtünme kuvvetlerini anlamada kritik bir öneme sahiptir. Akış başladığında, boru duvarına temas eden akışkan sıfır hızda olur ve yüzeyden uzaklaştıkça hız artarak, boru boyunca gelişim gösterir. Bu süreçte sınır tabakası genişler ve nihayetinde tam gelişmiş akışa ulaşır. Sınır tabakası, akış türüne göre (laminer veya türbülanslı) farklı hız profilleri oluşturur; bu profiller boru içindeki enerji kayıplarını, basınç düşüşlerini ve ısı transferi etkinliğini belirler. Böylece sınır tabaka teorisi, boru sistemlerinin verimli tasarımında ve işletilmesinde temel bir rol oynar.

Kullanım alanı çok geniş olan ısı değiştirgeçlerinin verimliliği ve kullanılabilirliği giderek önem kazanmaktadır. Bu konuda yapılan çalışmalarda verimliliğin yanı sıra boyutlarında minimize edilmesi ön planda tutulmaktadır. Isı transferi iyileştirilerek ısı değiştirgeçlerinin boyutlarının küçültülmesi, değişik akış profillerinin uyarlanması ile ısı etkinliğinin artırılıp enerji gereksiniminin azaltılması amaçlanır. Sıcak ve soğuk akışkanlar

arasındaki işletme sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesiyle de ısı değiştirgeçlerinin etkinliği artırılmış olur.

Gerçekleşen ve mevcutta yürütülen çoğu akademik çalışmalar ısı transferini iyileştirmeye yönelik bilgilere ulaşmayı amaçlamaktadır.

Isı transferini artırmak için çeşitli mühendislik yöntemleri geliştirilmiştir. Akışkanın akış tipini değiştirmek, ısı transferinde önemli bir rol oynar; türbülanslı akış, laminer akışa kıyasla daha yüksek ısı geçişine olanak tanır. Yüzeylerin pürüzlendirilmesi ise yüzey temasını artırarak ısı transfer hızını yükseltir. Ayrıca, yüzey alanını genişletmek (örneğin kanatçıklar ekleyerek) daha fazla enerji geçişine zemin hazırlar. Nanoparçacık içeren özel akışkanlar (nanofluids) kullanmak veya mikro-kanallar eklemek gibi modern teknikler de verimliliği artırmaya yönelik etkili yöntemlerdir.

Isı transfer sürecindeki verimliliği artırmak, enerji tüketimini düşürmek ve performansı iyileştirmek için bu yöntemler, iklimlendirme, otomotiv, elektronik soğutma ve enerji üretimi gibi pek çok sektörde kritik rol oynar.

Isı transfer yüzeyini artırmak, ısı değiştiriciler, iklimlendirme sistemleri, kimyasal reaktörler ve soğutma sistemleri gibi birçok mühendislik uygulamasında kritik bir rol oynamaktadır. Bu nedenle, ısı değiştiricilerde ısı transfer hızını artırmak ve ekipmanın boyutunu ve maliyetini azaltmak amacıyla birçok teknik araştırma yapılmaktadır. Bu tekniklerin başında, pasif ısı transferi yöntemleri gelmektedir. Bu yöntemler, ısı eşanjörlerinde uygulandığında, genel termal performansı önemli ölçüde artırdığı kanıtlanmıştır.

1.1.1. Aktif Yöntemler

Aktif yöntemler, ısı transferini artırmak için harici bir güç kaynağı gerektirir. Bu yöntemler arasında şunlar bulunmaktadır: kamlar ve ileri geri hareket eden pistonlar tarafından oluşturulan titreşimler; akışkan içindeki ışık parçacıklarını rahatsız etmek amacıyla kullanılan manyetik alanlar; mekanik yardımcı cihazlar; yüzey titreşimi; sıvı titreşimi; elektrostatik alanlar; emme veya enjeksiyon sistemleri; ve jet akımları gibi harici aktivatörler. Bu teknikler, ısı transferini geliştirmek için enerji veya güç sağlayan dış kaynaklar kullanır.

Isı transferinin aktif yöntemleri, ısının bir ortamdan diğerine daha hızlı ve etkili şekilde iletilmesini sağlamak için ek enerji ya da yardımcı sistemler kullanır. Bu yöntemler, doğal ısı transferine kıyasla daha kontrol edilebilir ve verimli sonuçlar verir. İşte bazı aktif ısı transferi teknikleri:

1. **Zorlanmış Konveksiyon (Fan ve Pompalarla):** Isı aktarımını hızlandırmak amacıyla, hava ya da sıvı akışı fanlar ve pompalar gibi cihazlarla desteklenir. Örneğin, bir ısı değiştiricide sıvı akışının hızlandırılması, ısının daha hızlı bir şekilde taşınmasını sağlar. Bu yöntem, özellikle soğutma ve havalandırma sistemlerinde yaygın olarak kullanılır.
2. **Isı Pompası:** Isı pompaları, düşük sıcaklıkta bulunan ısıyı alıp daha yüksek sıcaklıkta bir alana taşır. Bu cihazlar, hem ısıtma hem de soğutma işlevi görür ve yüksek verimlilikleri sayesinde daha az enerji ile daha fazla ısı transferi sağlar.
3. **Aktif Güneş Isı Sistemleri:** Güneş kolektörleri ile güneşten gelen ısı toplanarak, pompalar veya fanlarla kullanıma uygun hale getirilir. Bu yöntem, genellikle binaların ısıtılması veya suyun ısıtılması gibi uygulamalarda kullanılır.
4. **Termoelektrik Isı Transferi:** Termoelektrik malzemeler, elektrik akımı ile ısıyı bir taraftan diğer tarafa iletebilir. Elektrik enerjisi kullanılarak ısı transferi yapılır. Bu teknoloji, küçük cihazlar ve mikro sistemlerde, özellikle elektronik cihazlarda tercih edilir.
5. **Isı Değiştiriciler:** Bu sistemler, bir ortamdan diğerine ısı transferi yapar. Genellikle sıvı veya gazlar arasında ısı aktarımı sağlanır. Endüstriyel tesislerde, enerji üretim santrallerinde ve klima sistemlerinde bu tür ısı değiştiriciler kullanılır.

Aktif ısı transferi yöntemleri, daha hızlı ve etkili bir ısı aktarımı sağladığı için enerji verimliliği açısından genellikle tercih edilir. Ancak, bu yöntemler dışarıdan enerji gerektirdiğinden, verimli bir şekilde çalışabilmeleri için doğru şekilde kullanılmaları gerekir.

1.1.2. Pasif Yöntemler

Pasif yöntemler, akışkanların yönünü veya yüzeylerin özelliklerini değiştiren ek parçalar veya cihazlar ekleyerek ısı transferini iyileştirmeyi hedefler. Bu yöntemler şunları içerebilir: ek bileşenler; girdap akış cihazları; işlenmiş veya pürüzlü yüzeyler; genişletilmiş yüzeyler; yer değiştirilmiş iyileştirme cihazları; sarmal tüpler; yüzey gerilimi cihazları; ve akışkanlara eklenen katkı maddeleri. Bu yöntemler, dış bir güç kaynağı gerektirmeden akışkanın veya yüzeyin özelliklerini değiştirmek yoluyla ısı transferini artırır.

Bu makale, 2004 yılından bu yana ısı eşanjörlerinde termal verimliliği artırmak için kullanılan bükümlü bant, tel bobin, girdap akış jeneratörü gibi pasif ısı transfer tekniklerine yönelik yapılan deneysel ve sayısal çalışmaları gözden geçirmektedir. Bu inceleme, ısı değişiminde pasif artırma tekniklerini uygulayan tasarımcılar için değerli bilgiler sunmaktadır. Araştırmalar, bükümlü bant eklerinin popüler bir şekilde incelendiğini ve ısı eşanjörleri için ısı transfer verimliliğini artırmak amacıyla kullanıldığını göstermektedir. Pasif yöntemler, ısı transferini artırmak için ekstra enerjiye veya hareketli bileşenlere gerek duymadan yüzey özelliklerini, şekil düzenlemelerini veya akışkan niteliklerini iyileştirerek kullanılan tekniklerdir. Bu yöntemler, doğal konveksiyon ve yüzey teması gibi fiziksel etkilerden yararlanarak enerji geçişini hızlandırmayı hedefler ve özellikle enerji tasarrufu sağlamak, bakım ihtiyacını azaltmak için tercih edilir.

Başlıca pasif yöntemler şu şekildedir:

1. **Yüzey Alanının Genişletilmesi (Kanatçıklar):** Kanatçık veya yüzey çıkıntıları eklemek, ısı transfer alanını artırır ve daha fazla enerji aktarımına olanak sağlar. Bu yöntem, radyatörlerde, ısı değiştiricilerde ve soğutma sistemlerinde yaygın olarak görülür.
2. **Yüzey Pürüzlülüğü:** Yüzeyin pürüzlü hale getirilmesi veya özel şekillerle oluklar açılması, akışkanın yüzeye daha geniş bir temas kurmasını sağlar ve ısı transferini artırır. Türbülansı teşvik eden bu özellikler, özellikle türbülanslı akışlarda etkilidir.

3. **Girdap Oluşturan Elemanlar:** Yüzey üzerine yerleştirilen çıkıntılar veya özel kanallar, akışkanın içinde girdap oluşturarak akışkanın karışımını sağlar ve bu da ısı transferini hızlandırır.
4. **Kıvrımlı veya Düzensiz Kanallar:** Boru ya da kanal boyunca akışkanın yönünü değiştiren kıvrımlı ya da düzensiz yüzeyler, akışkanın yüzeyle daha fazla temasını sağlayarak ısı transferini artırır. Bu yöntem serpantin borularda rastlanır.
5. **Yüksek İletkenlikli İnce Kaplamalar:** Yüzeye uygulanan ince metal veya seramik kaplamalar, ısı iletim katsayısını artırarak daha verimli bir ısı geçişi sağlar.

Bu pasif teknikler, enerji verimliliğini artırırken sistemin bakım ve işletme maliyetlerini düşürür. Bu nedenle, iklimlendirme sistemleri, otomotiv soğutma, elektronik cihaz soğutma ve endüstriyel ısı değiştiriciler gibi birçok alanda oldukça yaygın olarak tercih edilir.

.Bükümlü bant uçları, laminer akış koşullarında genellikle daha iyi performans sergiler. Ancak, kaburgalar, konik nozul ve konik halka gibi diğer bazı pasif teknikler, türbülanslı akış koşullarında laminer akışa göre daha yüksek verimlilik sağlayabilir.

Bir boru içindeki dönel akış, ısı değiştirgeçlerinde meydana gelen ısı transferinde önem taşımaktadır. Birçok araştırmacı dönel akışın ısı transferine etkisini incelemişler ve dönel akışın ısı transferinin artışında önemli bir etken olduğunu göstermişlerdir. Azalan dönel akışta ısı transferi karakteristiklerini belirlemek için deneysel olarak birkaç araştırma yapılmıştır. Isı transferi üzerindeki dönel akış parametrelerine ilaveten, dönme sayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilen ısı geçiş katsayısının ampirik bağıntılarını da veren deneysel çalışmalar mevcuttur.

Bu araştırmanın önemi türbülator tasarımında en uygun kanatçık şeklini belirleyerek kanatçık sıklığının ısı verime etkisine bakarak ve uygun açı değerlerini seçmemiz açısından önemlidir. Türbülator tasarımında hem en uygun şekli belirleyerek ısı verim artışını en iyi hale getirirken kanatçık sıklığını ayarlayarak en ekonomik hale getirmektir.

1.1.3. Bileşik Yöntemler

Bileşik yöntemler, aktif ve pasif yöntemlerin kombinasyonunu içerir. Örneğin, bükümlü bantlar kullanarak oluşturulan girdaplı akış cihazları ile pürüzlü yüzeyler veya sıvı titreşimi ile pürüzlü yüzeyler birleştirilebilir. Diğer bir örnek ise, bükülmüş bantlarla pürüzlü yüzeylerin kombinasyonudur. Bu tür bileşik yöntemler, iki veya daha fazla teknik özelliği bir araya getirerek ısı transfer performansını artırmayı amaçlar.

Bu makale, borulu ısı değiştiricilerde pasif yöntemlerin incelenmesine odaklanmaktadır. Pasif ısı transferi artırma yöntemleri, dış bir güç kaynağına ihtiyaç duymadan çalışır. Konvektif ısı transferini iyileştirmek için, ısı transfer akışkanlarının etkili yüzey alanını ve kalış süresini artırmak önemli bir stratejidir. Pasif yöntemler, mevcut sistemdeki yüzey alanını, kalış süresini ve dolayısıyla ısı transfer katsayısını artırmak için akışkanların kütlelerinde girdap oluşturarak ve sınır katmanını bozarak çalışır.

Isı transfer performansını artırmak için birçok pasif yöntem mevcut olup, bunlar arasında aşağıda sıralanan dokuz yöntem farklı açılardan en popüler olanlarıdır:

Isı transferini artırmak amacıyla daha yüksek ısı transferi ve daha yüksek ısı verim elde etmek temel amacımızdır. Kanatçık şekillerinin ve farklı açılarının ısı transferine etkisi ve bunların karşılaştırılması incelenmektedir.

1.2. Literatür Çalışması

Mühendislik araştırmacıları, tasarımcıları ve üreticileri için ısı eşanjörü ana ilgi alanıdır. Geleneksel uygulamalarda, örneğin, kimyasal işleme, genel imalat, enerji yüksek performanslı cihazlar ve gaz türbinleri araştırmaya çaba gösterilmiştir. Bu bölümde, farklı geometrilere sahip delikli ve deliksiz elemanlar (dairesel, kare ve üçgen kesitli teller, bükümlü bantlar, girdap üretici ve panjur tipi ekler, kanatlı türbülötörler, döner türbülötörler gibi) ile çeşitli akışkan türlerinin (hava, su, yağ, nano-akışkanlar vb.) kullanıldığı ısı değiştiricilerde ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine yapılan literatür çalışmaları sunulmaktadır. Geometrik yapıları üretim açısından kolay olduğu için ısı transferinin artırılmasında en etkili elemanlardan biri, dairesel kesitli türbülötörlerdir.

Bu çalışmada, panjurlu şeritlerin farklı eğim açıları kullanılarak ısı transferi ve basınç seviyelerindeki değişimleri incelemek amacıyla yapılan bir analiz sunulmaktadır. Panjurlu şeritler, iç borunun dış yüzeyine yatay eksenine göre yerleştirilmiş ve

alüminyum malzemeden üretilmiştir. Alüminyum, yüksek ısı iletkenliği nedeniyle tercih edilmiştir. İç borunun dış yüzeyi, 45 mm aralıklarla 150 derece eğim açısında düzenlenmiş ve tüpün uzunluğu boyunca ileri ve geri akış düzenlemeleri yapılmıştır. İç boru 19.6 mm çapında, dış boru ise 38 mm çapında bakır malzemeden üretilmiştir. [2]

Analizde, sıcak kütle akış hızı 0.092 kg/s, soğuk kütle akış hızı ise 0.03 kg/s olarak belirlenmiştir. Soğuk suyun giriş sıcaklığı 298 K, sıcak suyun giriş sıcaklığı ise 353 K olarak verilmiştir. Bu verilerle, ısı transferi ve basınç düşüşü, düz boru ile karşılaştırmak üzere sayısal olarak incelenmiştir. Panjurlu şeritler 150 derece eğim açısı ile yerleştirilmiş ve ileri-geri akış düzenlemeleri uygulanmıştır. Elde edilen değerler tabloya dökülmüş ve düz tüp verileriyle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, panjurlu şeritlerin basınç düşüşü, düz tüp basınç düşüşünden %56 ila %60 oranında daha fazla artış göstermiştir.

Bu projede, panjurlu şeritler 10 mm çapında bir merkezi çubuğa monte edilmiştir. İç borunun çapı 38,1 mm, dış borunun çapı ise 63,5 mm'dir. Borunun uzunluğu 500 mm olarak belirlenmiştir. Panjurlu şeritlerin boyutları ise genişlik 10 mm, uzunluk 16 mm ve kalınlık 1 mm'dir. [3]

Panjurlu şeritlerde üç farklı eğim açısı kullanılmıştır: $\theta = 20^\circ$, 30° ve 40° . Ayrıca, iki farklı adım uzunluğu uygulanmıştır: 30 mm ve 40 mm. Bu çalışmada, sıcak akışkan üzerinde 20° , 30° ve 40° eğim açılarına sahip dikdörtgen panjurlu şeritlerin etkisi incelenmiştir. Aynı zamanda, 30 mm ve 40 mm aralığındaki adım uzunlukları ile ısı transferi miktarı değerlendirilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre, eğim açısının 20° 'den 40° 'ye yükseltilmesi, ısı transfer oranını artırmaktadır. Özellikle, 30 mm adım uzunluğuna sahip dikdörtgen panjurlu şeritler, diğer eğim açılarına sahip şeritlere kıyasla daha yüksek ısı transferi oranı sağlamaktadır.

San ve arkadaşları türbülator kesit alanından yola çıkarak çap ve türbülator hatve aralığına bakarak deneysel çalışma yapmışlardır ve kesit çapının ve hatve oranının ısı transferine etkisini incelemişler. Deneysel sonuçlara bakıldığında oluşan durum, hatve sayısının az ve çapın büyük olduğu durumlarda ısı transfer oranını artırmıştır. [6]

Chang ve arkadaşları helisel geometrinin kullanılarak helisel türbülatorlerin birbirinden farklı büküm oranlarındaki (3, 4, 5, 6 ve ∞) geometrilerin sayısal olarak ısı transferini

üzerindeki etkisinin araştırmışlardır. Isı transferi iyileştirilmesinde %19'luk artış ve sürtünme faktöründe ise %69.8'lik artış ortaya çıkmıştır. [7]

Isı transferini artırmak amacıyla kullanılan bir diğer yöntem ise nano-akışkanlar ile türbülatorlerin birleşimidir. Son yıllarda, nano-akışkanlar yalnızca ısı transferi iyileştirmede değil, aynı zamanda güneş enerjili sistemlerde, elektronik cihazların soğutulmasında, uzay ve savunma sanayiinde, talaşlı imalatta soğutma sıvıları olarak ve pek çok farklı alanda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Boru içerisine yerleştirilen türbülatorlerle birlikte nano-akışkanların ısı transferini artırmadaki etkisi, birçok araştırmacı tarafından incelenen önemli bir konu olmuştur.

Isı transferini artırmak amacıyla yapılan çalışmada, Garcia ve arkadaşları deneysel yürüttükleri çalışmada boru içerisinde farklı sıcaklıklardaki su ve su-propilen glikol karışımları kullanarak ve sarmal tel bobinleri türbülator olarak kullanıp Reynolds (Re) sayısının 80 ile 90.000 arasında değişen değerlerinde gerçekleştirilmiştir [8]. Deneysel sonuçlara göre, türbülanslı rejimde yerleştirilen ısı transfer elemanlarının basınç düşümünü 9 kat artırdığı, ancak aynı zamanda ısı transferini 4 kat artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, sabit pompa gücü altında ve geçiş bölgesinde yerleştirilen türbülatorlerin, ısı transferini %200 oranında iyileştirdiği bulunmuştur. Bu bulgular, türbülatorlerin ısı transferi performansını önemli ölçüde artırabileceğini göstermektedir.

Konik tel ile kullanılarak yapılan deneysel araştırmaya göre Su-grafen nano-akışkanlarını bu çalışmada iki durumun kullanımının ısı transferini artırılması incelenmiştir. 4000-27,000 Re aralığında Keklikcioglu ve Özceyhan yaptığı çalışmada [9] bulunan sonuçlara göre 6182 Reynolds sayısında en yüksek performansı 1.73 olarak elde etmişlerdir.

Boru içerisine yerleştirilen keskin köşeli elemanlar, akışı saptırarak girdapların oluşumunu teşvik eder. Bu etkiyi incelemek amacıyla, kare ve üçgen kesitli yay tipi helisel teller üretilmiş ve boruya yerleştirilmiştir. Özceyhan [10] tarafından yapılan çalışmada, farklı kesit şekillerinin ısı transferini iyileştirmedeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, üç farklı p/D oranı (0.5, 1, 2) ve üç farklı akış hızı (3, 4, 5 m/s) kullanılmıştır. En yüksek performans, p/D oranının 6 ve akış hızının 3 m/s olduğu durumda elde edilmiştir. Benzer şekilde, Güneş ve diğerleri [11] de, kesit uzunlukları 4 ve 5 mm olan eşkenar üçgen kesitli tellerden üretilen helisel yay türbülatorlerin boruya yerleştirilerek ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir.

Çalışma, boru yüzeyine sabit bir ısı akısı uygulayarak ve 3500 ile 27.000 arasında değişen Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Helisel yayların boru iç duvarına olan mesafesi 1 mm olup, p/D oranları 1, 2 ve 3 gibi üç farklı değerde test edilmiştir. Sonuçlar, en yüksek performans etkinlik katsayısının (PEC) kesit uzunluğunun 5 mm, p/D oranının 1 ve Re sayısının 3858 olduğu durumda elde edildiğini göstermektedir.

Keklikcioğlu ve Özceyhan yaptığı deneysel araştırmamada [12], eşkenar üçgen kesitli ısı transfer turbülötörünün boru cidarı ile arasındaki uzaklığın, ısı transferini artırılmasındaki durumu incelenmiştir. Deneysel araştırma da kullanılan eşkenar üçgen kesitli tellerin bir kenarının uzunluğu 6 mm olup, hatve oranları 1, 2 ve 3 olarak belirlenmiştir. Boru cidarı ile helisel tellerin arasındaki uzaklık ise 1 mm ve 2 mm olarak seçilmiştir. Çalışmada, Reynolds sayısı 3429 ile 26.663 arasında değişen değerlerde test edilmiştir. Deneysel sonuçlara göre, hatve oranının ve duvara yaklaşma mesafesinin azalmasıyla birlikte, Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerlerinde artış gözlemlenmiştir. En yüksek performans etkinlik katsayısı (PEC) değeri 1,82 ile $p/D = 1$ ve $s = 1$ mm koşullarında elde edilmiştir.

Skullong ve arkadaşları test tüpüne yerleştirilen ve 4180-26000 Reynolds sayısı aralığında kullandıkları kademeli delikli bantların turbülötör kanatçığı eğim açısı 30° olan, beş farklı kanatçık blokaj oranında (0.1, 0.15, 0.2, 0.25 ve 0.3) ve üç hatve oranında ($p/D = 0.5, 1.0$ ve 1.5) çalışmada [13] kademeli kanatçıklı delikli bantlarla donatılmış borulu bir ısı eşanjöründeki ısı transferi iyileştirilmesi deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel veriler, kademeli kanatçıklı delikli bantların blokaj oranının artması ve hatve oranının azalmasıyla birlikte Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe bir artış sağladığını ortaya koymuştur. En yüksek performans etkinlik katsayısı (PEC) değeri, $Re = 4180$, 0.15 blokaj oranı ve $p/D = 1.0$ koşullarında 1.71 olarak gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra, kademeli kanatçıklı delikli bantların kullanımı, deliksiz bantlara kıyasla yaklaşık 1.2 kat daha yüksek bir PEC değeri elde edilmesini sağlamıştır. Bu bulgular, kademeli kanatçıklı delikli bantların ısı transferi açısından deliksiz bantlardan daha verimli olduğunu göstermektedir.

Sheikholeslam ve ekibi tarafından gerçekleştirilen bir deneysel çalışmada [14], deliksiz ve delikli dairesel halkaların ısı transferi üzerindeki etkileri karşılaştırılmış ve delikli yapının ısı transferini iyileştirmede daha etkili olduğu belirlenmiştir. Başka bir araştırmada [15], delikli bir yapının dört farklı gözenek boyutunda ve üç farklı

pozisyonda termo-hidrolik etkileri incelenmiş, düşük gözenekli yapının daha yüksek bir performans etkinlik katsayısı (PEC) sağladığı gözlemlenmiştir. Skullong ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada [16], çift taraflı delta kanatlarının kanat açıklığının ısı transferi üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar, en yüksek sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının en geniş kanat açıklığında, en yüksek PEC değerinin ise en dar kanat açıklığında elde edildiğini göstermektedir.

Promvong tarafından yapılan bir çalışmada [17], HT ve BB tipi elemanların boru içerisine yerleştirilmesinin termo-hidrolik etkileri, 3000 ile 18.000 arasında değişen Reynolds sayılarında deneysel olarak incelenmiştir. Hem bükümlü bant hem de helisel telin birlikte kullanılması durumunda ısı transferinin iki kat daha fazla arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, düşük hatve ve büküm oranlarında sistemin daha verimli olduğu tespit edilmiş ve en yüksek performans etkinlik katsayısı (PEC) değeri 1.5 olarak elde edilmiştir.

Bir başka çalışmada [18], laminer, geçiş ve türbülanslı akış durumlarında gözenekli bir geometrinin merkezdeki akışa etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçlar, bu geometrinin her üç akış rejiminde de ısı transferini artırdığına işaret etmiştir.

Baş ve Özceyhan [19], üniform ısı akısına sahip bir borunun içine yerleştirdikleri çeşitli büküm oranları ve oranlarda sahip bükülmüş şerit elemanlarla basınçlarda, basınç kaybı ve ısı transferindeki artış incelemiştir. Çalışma sonucunda bükülmüş şerit kullanılan borularda, düz borulara kıyasla ısı transferi ve artış faktörünün arttığı tespit edildi. En yüksek ısı aktarım oranı olan 1.756, görünür oranı $c/D=0.0178$ ve büküm oranı $y/D=2$ değerler için, Reynolds'un 5183 olduğu bir deneyde elde edilmiştir.

Thianpong ve ekibi [21], borunun içine yerleştirdikleri bükülmüş halka elemanlarıyla gerçekleştirdikleri kapsamlı mükemmelleştirmeler, ısı transferi ve basınçta muhafaza edilmeye çalışıldı. Farklı genişlik ve aralık oranlarına sahip bükülmüş halka elemanlarından elde edilen veriler, düz halka elemanlarıyla karşılaştırılmıştır. Çalışma, geniş oranlı 0.15 olan türbülatorler dışında, bükülmüş halka elemanlarının düz halka elemanlarına göre daha yüksek ısı transferi ve artış oranlarının ortaya çıkması. Ayrıca, termal performansın, elemanların genişleme derecesi ve aralık aralığı azaldıkça daha da yükseldiği varılmıştır.

Özceyhan [22], havanın ticari olarak faaliyet gösterdiği ve dıştan sabit bir ısı akışı uygulanan bir borunun içine, yuvarlak kesitli halkalar yerleştirilerek ısı transferini artırma üzerine bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma kapsamında, Reynolds'un 4475 ile 43725 arasında değiştirilebilen ve halkaların beş farklı aralık oranıyla yerleştirildiği standart örnekleri bulunmaktadır. Araştırma bulgularına göre, en yüksek net ısı aktarım oranı 1.18 olarak düzenlenmiş ve bu değerin, Reynolds'un 15.600 olduğu, aralıklı ise 3 olarak belirlendiği bağımsız olarak elde edildiği ifade edilmiştir. Bu sonuçlar, dairesel kesitli halkaların dağılım aralığı ve yayılma değişkenlerinin ısı transferinin büyük ölçüde büyüdüğünü ortaya koymaktadır.

Muthusamy ve ekibi [23], ısı transferi, fiyatları ve termal performansı incelemek amacıyla gerçekleştirdikleri deneylerde, Reynolds'un 6800 ile 9700 arasında değişen akışları, iç kısımda kayıtlısel kanatçıklar bulunan konik türbülötörler yerleştirmiştir. Üç farklı aralıklı yapıya sahip bu türbülötörler, akış boyunca aynı veya ters yönde olacak şekilde iki farklı şekilde borunun içine konumlandırılmıştır. Deney sonuçları, boş boru karşılaştırması ısı transferinin 3.15 kat arttığını, artış faktörünün 3.2 kat yükseldiğini ve net termal iyileşmenin 2.4 kat arttığını gösterdi.

Skullong ve diğerleri [29], delikli ve düz türbülötörlerin ısı transferi ve basınçta kalma koşullarında yerde incelendi. Reynolds sayısı aralığı 4180 ile 26.000 arasında dağılım kabiliyetine sahip, delikli türbülötörlerin düz türbülötörleriyle karşılaştırıldığında daha yüksek performansta etkinlik içeren (PEC) türleri mevcuttur. Blokajın genişlemesi ve hatve oluşumu, ısı transferini artırmış; en yüksek PEC değeri, blokaj oranı 0,15 ve hatve oranı $p/D = 1,0$ için elde edilmiştir. Çalışma, delikli türbülötörlerin enerji artışını artırmada etkili bir çözüm sunmuştur.

Sheikholeslam ve arkadaşları (2020) [30], nano-akışkanların delikli türbülötörlerle birlikte ısı transferini ve basınçta sıcaklıktaki sıcaklıklarda muhafaza edildiğini incelemiştir. Çalışmada, nano-akışkanların ısı transferini %40'a kadar artırdığı ve delikli türbülötörlerin bu iyileşmeyi daha da güçlendirdiği belirlendi. Ancak nano-akışkanların basınç düşüşünde hafif bir artışa neden olduğu gözlemlenmiştir. Sonuçlar, delikli türbülötörler ve nano-akışkanların davranışlarının genişlemeyi artırmada etkili bir yöntem olmuştur.

Görkem ve arkadaşları (2023) [31], yuvarlak kanallarda farklı türbülötör düzenlemelerinin kaynağı ve ısı transferi açıktan berri mevcuttu. Çalışmada, türbülötörlerin kullanımıyla ısı transferinde belirgin bir artış sağlanırken, fiyat faktörünün de etkilendiğı görüldü. Araştırma, türbülötör geometrisinin ve yerleşiminin akış özelliklerini önemli ölçüde değıştirdiğini ve enerji verimliliğı optimizasyonunun sağlanmasını vurgulamaktadır. Bu çalışma, özellikle ısı değıştiriciler ve endüstriyel enerji sistemlerinde türbülötörlerin performansını artırıcı bir benzersiz olarak değılendirilmesi için yol gösterici kalitesindedir.

Ertuğrul ve arkadaşları (2023), iç içe borulu ısı tutucularda genişlemelerde kullanılan türbülötörlerin basınç kaybı ve ısı transferinde dijital olarak yoğunlaşmıştı. Çalışmada, türbülötör geometrisinin akış özellikleri ve ısı transfer performansı üzerinde önemli bir rol oynadığı, ancak basınç düşüşlerinin arttığı için geometrik sıcaklığın kritik olduğu ortaya çıktı. Bu örnekler, türbülötör tasarımının enerji kapasitelerini artıracak şekilde olduğunu vurgulamaktadır

1.3. Çalışmanın Literatürden Farkı

Türbülötörler, borunun içindeki ısı transferini artırma ve akıntının bulunuşunu belirlemek amacıyla kullanılan elemanlardır. Genel olarak bükülmüş şeritler, yuvarlak halkalar, konik türbülötörler, kanatçıklar ve oluklu yapılar gibi çeşitleri bulunmaktadır. Bu elemanlar, sistemlerin türbülansını artırarak ısı transfer yüzey alanını genişletir ve daha etkili bir ısı transferi sağlar. Türbülötör tasarımları, enerji miktarını artırma ve uygulama seçeneklerine uygun çözümler sunmak için farklı geometrilerde ve yerleşimlerde kullanılmaktadır.

Literatür incelemeleri, boru içi ısı transfer olanaklarını artırmaya yönelik tasarlanmış iç elemanların genellikle bükülmüş şeritler veya seçici aralıklı yerleştirme engelleyicilerinden oluştuğunu göstermektedir. Bu tür elemanların temel amacı, sistemlerin hareketini yönlendirmek ve türbülansı artırarak ısı transferini uzatarak genişletmektir. Çalışmalar, dağıtımın yeniden düzenlenmesi ve enerjinin daha verimli kullanılması için bu tasarımların önemli bir rol oynadığını ortaya koymakta; bu sayede ısı aktarımı artırılırken, performansın fiziksel performansında da istenilen değışimlerin sağlanabileceğı ifade edilmektedir.

Tel kafes yapılı halka türbülötörler, literatürde yer alan diğer türbülans oluşturucu elemanlara karşılaştırılmalı özgün bir tasarım ve performans yaklaşımı sunmaktadır. Literatürde sıklıkla kullanılan bükülmüş şeritler, yuvarlak halkalar veya konik türbülanlardan farklı olarak, tel kafes türbülötörler, kare, daire ve altıgen gibi geometrilerde tasarlanarak akışkan karışımları ve türbülanları optimize eder. Mevcut çalışmalardan farklı olarak kullanılan tel kafes yapı geometrileri, birim yüzey alanı ve hatve oranı incelenerek özgün bi çalışma sunulmuştur.



2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Giriş

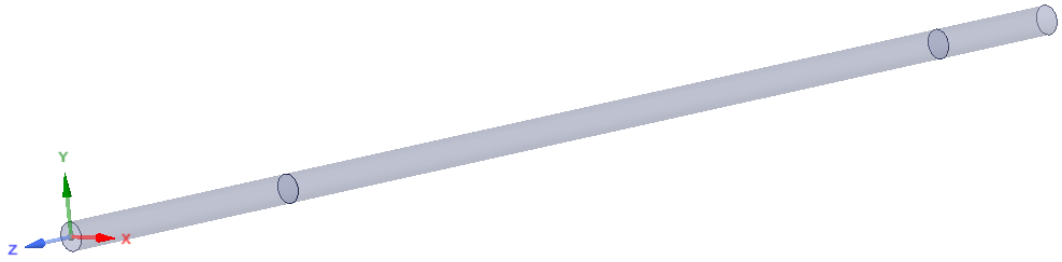
Çalışmanın materyal ve yöntem bölümü sayısal incelemeden oluşmakta olup boru içerisine yerleştirilmiş olan farklı tel kafes yapıdaki geometrideki türbülatorlerin ısı transferi etkisini araştırılmıştır. Sunulan tez çalışması kapsamında eşkenar üçgen kesitli helisel tellerin incelendiği borunun çapı 1'' dir.

Boru içi akış ve boru içindeki türbülator modeli arasındaki ısı verimliliği ve basınç düşümünü karşılaştırmak amacıyla türbülator tasarımları, belirlenen değerler doğrultusunda Solid Works 2024 kullanılarak tasarlandı. Bu tasarımlar, ardından boş boru ve her bir türbülator tasarımı için ANSYS 18.2 Fluent CFD programında analiz edilerek sonuçlar elde edildi.

2.2. Materyal

2.2.1. Boş Boru

Türbülatorlü borularda ısı transferi ve akış karakteristiklerini incelemek amacıyla çeşitli türbülator modelleri belirlenmiştir. Bu inceleme kapsamında, boru içerisine türbülator yerleştirmenin ısı geçişi ve sürtünme kayıplarına etkilerini araştırmak için toplamda 6 farklı türbülator modeli kullanılmıştır. Bu modeller, 3 farklı tel kafes tasarımında, her biri 3 farklı yüzey alanında ve 2 farklı hatve açıklığına sahip olarak tasarlanmıştır. Toplam 18 model için 5 farklı hız değerlerinde çalışmalar yapılmıştır.



Şekil 2.1. Sayısal modelde kullanılan boş boru tasarımı

Boş boru tasarımında giriş akış bölgesi uzunluğu $10D$, test akış bölgesi $30D$ ve çıkış akış bölgesi uzunluğu ise $5D$ olarak tasarlanmıştır.

2.2.2. Türbülatoörlü Borular

Türbülatoörler, akışkanlar dinamiğinde, akışkanın belirli bir yüzeyde veya boru içindeki akışını kontrol ederek ısı transferini artırmak ve akış direncini değiştirmek için kullanılan elemanlardır. Türbülatoörlerin, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri tartışılacaktır. Nusselt sayısı, bir yüzeydeki konvektif ısı transferinin büyüklüğünü ifade eder. Türbülatoörler:

- Isı Transferini Artırır: Türbülatoörler, akışı türbülanslı hale getirerek akışkanın karışmasını artırır. Bu, sınır tabakasındaki ısı transferini iyileştirir.
- Nusselt Sayısını Yükseltir: Türbülansın artması, ısı transfer katsayısının artmasına yol açar, bu da Nusselt sayısının yükselmesine neden olur. Türbülatoörlerin geometrisi (örneğin, spiral, kanatçık, pim şekli) ve yerleştirme düzeni, bu artışın büyüklüğünü etkiler.

Sürtünme faktörü, akışkanın yüzeyle olan etkileşimi nedeniyle oluşan sürtünme kayıplarını ifade eder. Türbülatoörler:

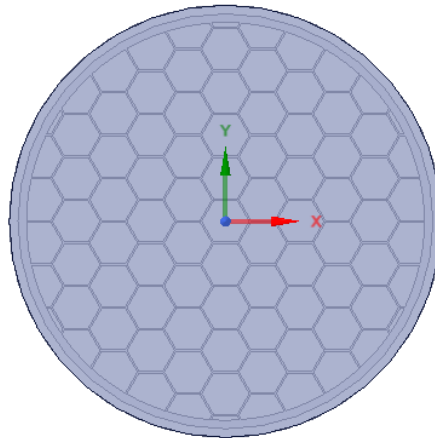
- Basınç Kaybını Artırır: Türbülatoörler akışı kesintiye uğratar ve türbülanslı hale getirir. Bu, sürtünme kayıplarının artmasına ve akış direncinin yükselmesine neden olur.
- Sürtünme Faktörünü Yükseltir: Akıştaki türbülans seviyesinin artması, daha yüksek bir sürtünme faktörü ile sonuçlanır. Türbülatoörlerin tasarımına bağlı olarak bu artış çok yüksek seviyelere çıkabilir.

Türbülötörlerin kullanılmasının amacı genelde ısı transferindeki artışı, basınç kaybındaki artışla dengelemektir. Yüksek ısı transferi sağlanırken basınç kayıpları minimize edilmeye çalışılır.

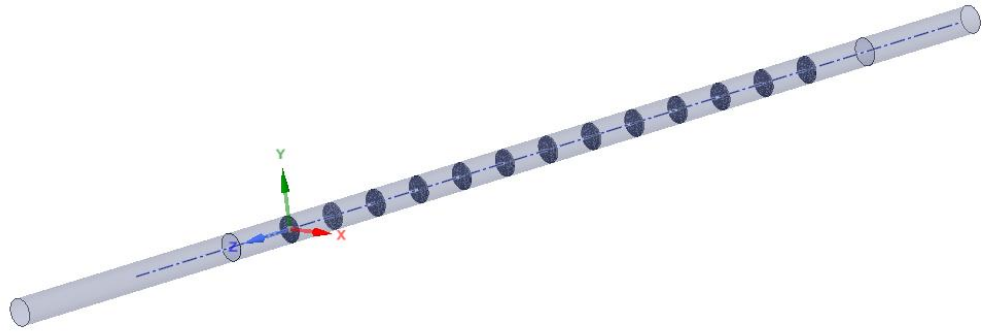
Araştırmalar sonucunda tel kafes görünümü için 3 farklı geometrik model belirlenmiştir. Kare, daire ve altıgen yapılar tasarlanarak 3 farklı yüzey alanı kullanarak 9 farklı türbülötör yüzeyi elde edilmiştir. Bu türbülötörler p/d oranı 1 ve 2 olacak şekilde yerleştirilmiştir. Böylelikle 18 farklı model ile analizler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 2.1. Türbülötörlü Boru Sınır Şartları ve Geometrik Parametreleri

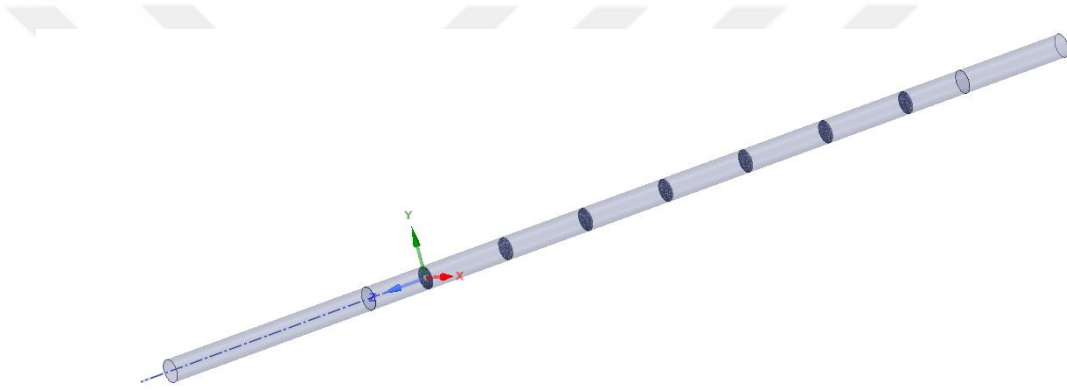
Parametre	Değeri
Akışkan Türü	Hava
Giriş Sıcaklığı (K)	300
Boru İç Çapı (m)	0.025
Isı Akısı q (W/m ²)	2500
Hatve Oranı (P/D)	1, 2
Giriş Tüp Uzunluğu (m)	10D, 0,25 m
Test Tüp Uzunluğu (m)	30D, 0,75 m
Çıkış Tüp Uzunluğu (m)	5D, 0,125 m
Geometrik Yapılar	Kare, Altıgen, Daire



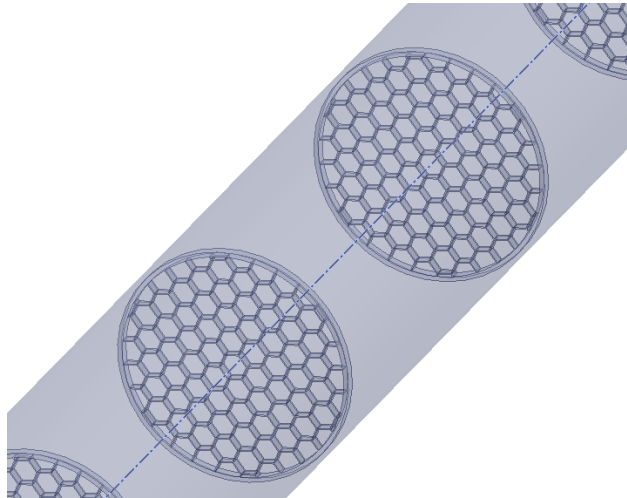
Şekil 2.2. Altıgen Yapıya Sahip, 5mm² türbülötör görünüşü (Model 1-2)



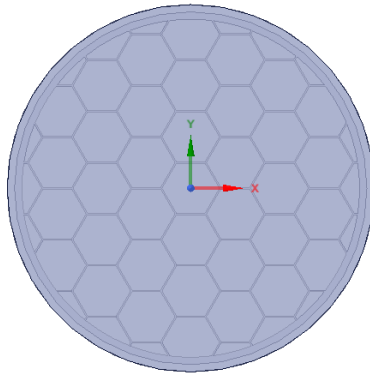
Şekil 2.3. Altıgen Yapıya Sahip,5mm² ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi(Model 1)



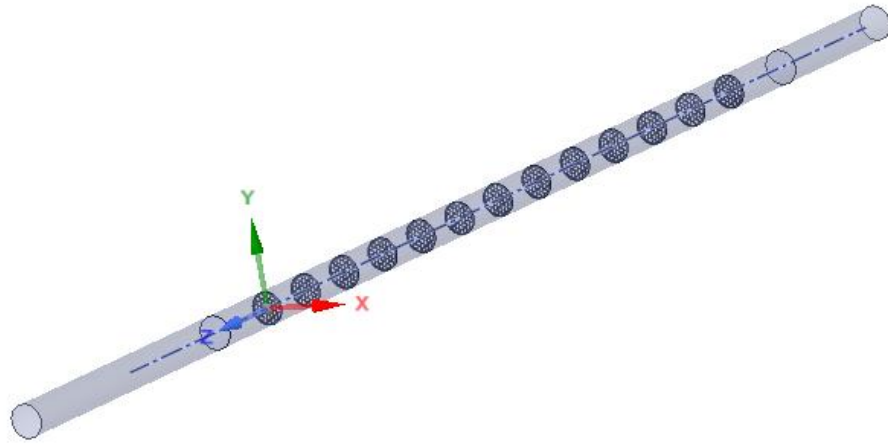
Şekil 2.4. Altıgen Yapıya Sahip,5mm² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi(Model 2)



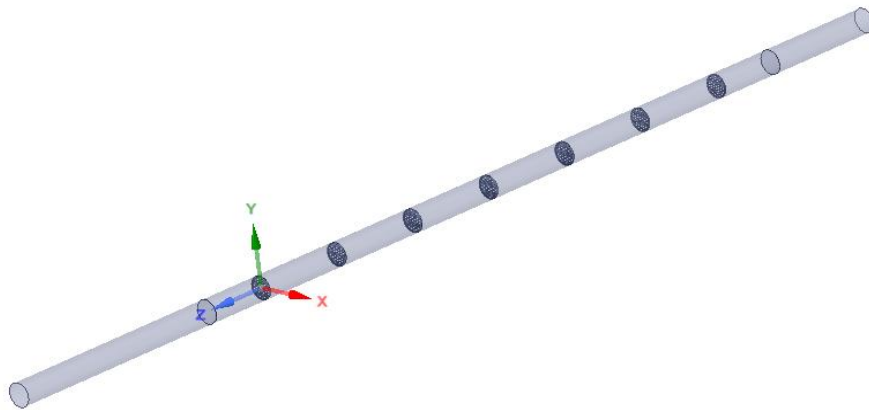
Şekil 2.5. Altıgen Yapıya Sahip,5mm² türbülator görünüşü kesiti (Model 1-2)



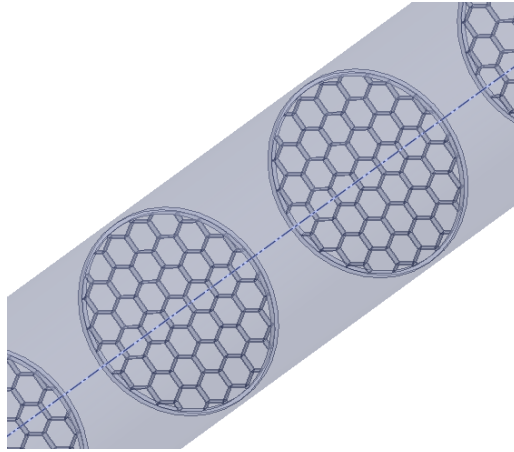
Şekil 2.6. Altıgen Yapıya Sahip,10mm2 türbülator görünüşü(Model 3-4)



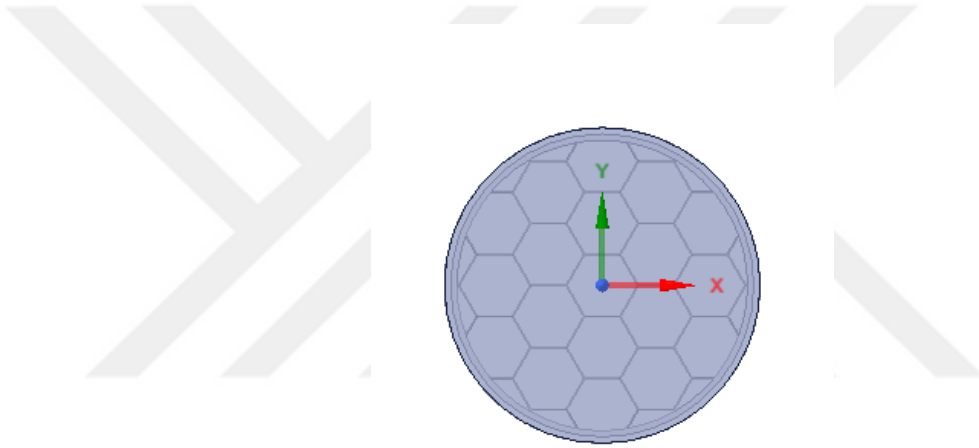
Şekil 2.7. Altıgen Yapıya Sahip,10mm2 ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi(Model 3)



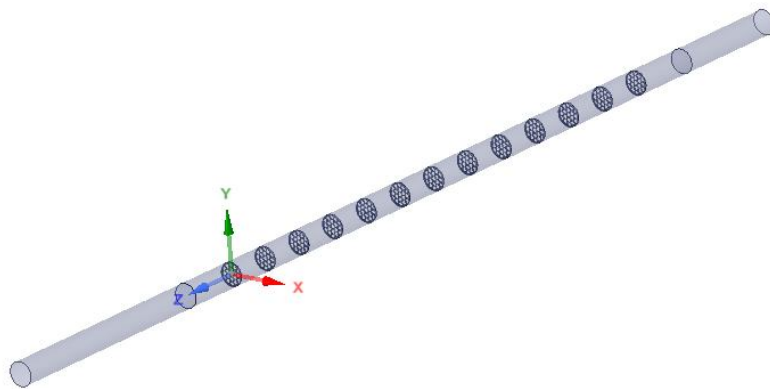
Şekil 2.8. Altıgen Yapıya Sahip,10mm2 ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi(Model 4)



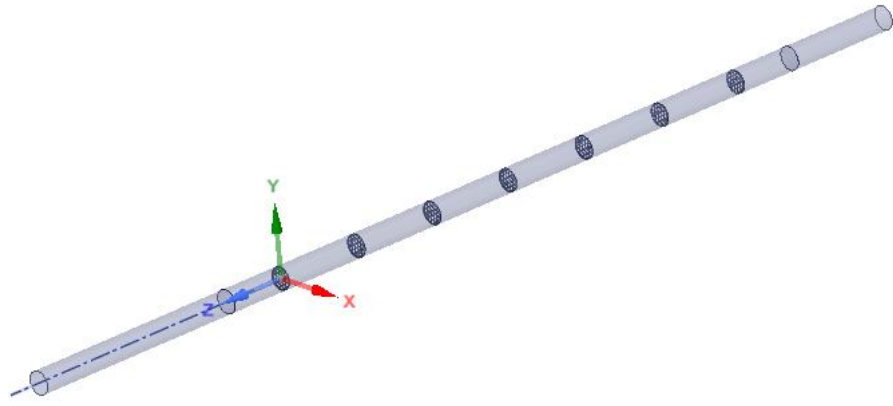
Şekil 2.9. Altıgen Yapıya Sahip,10mm2 türbülator görünüşü kesiti (Model 3-4)



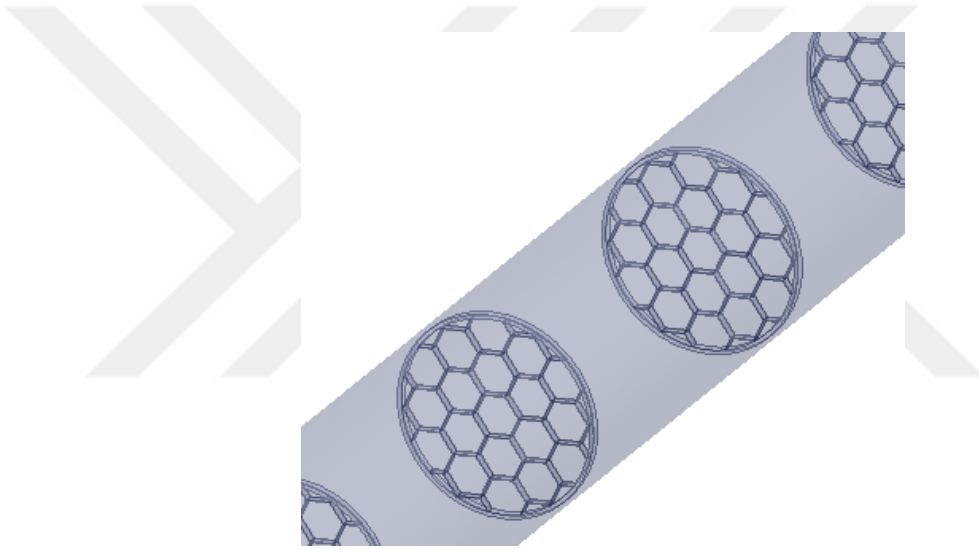
Şekil 2.10. Altıgen Yapıya Sahip,20mm2 türbülator görünüşü(Model 5-6)



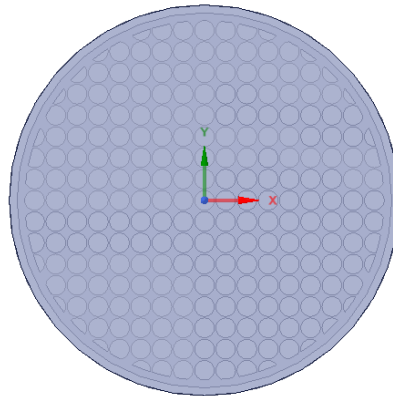
Şekil 2.11. Altıgen Yapıya Sahip,20mm2 ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi(Model 5)



Şekil 2.12. Altıgen Yapıya Sahip, 20mm² ve $p/d=2$ olan türbülator yerleşimi (Model 6)



Şekil 2.13. Altıgen Yapıya Sahip, 20mm² türbülator görünüşü kesiti (Model 3-4)



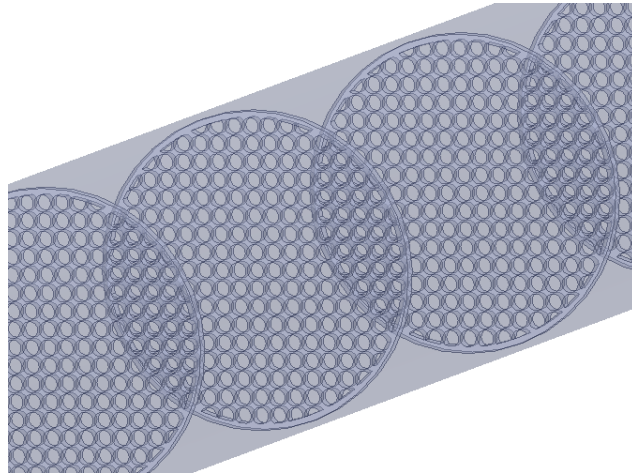
Şekil 2.14. Daire Yapıya Sahip, 5mm² türbülator görünüşü (Model 7-8)



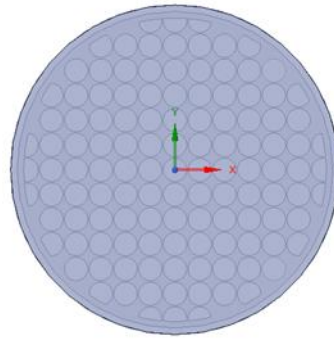
Şekil 2.15. Daire Yapıya Sahip, 5mm^2 ve $p/d=1$ olan türbülötör yerleşimi (Model 7)



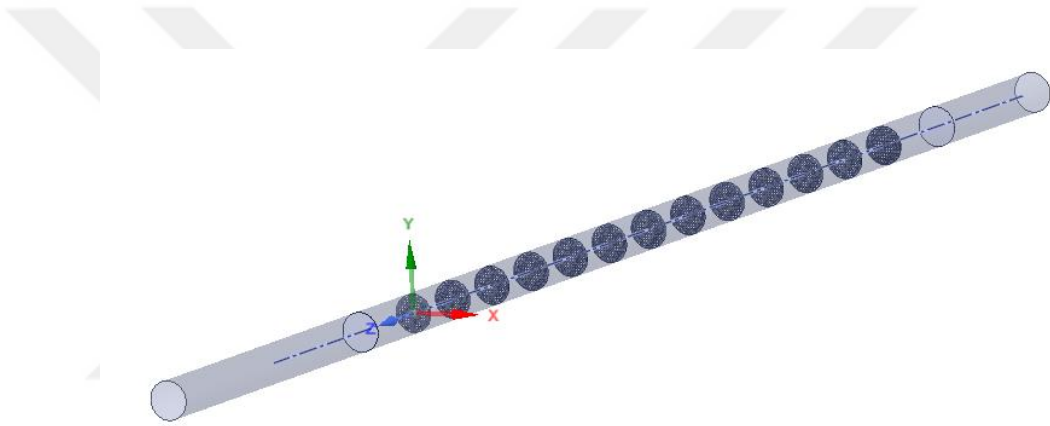
Şekil 2.16. Daire Yapıya Sahip, 5mm^2 ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi (Model 8)



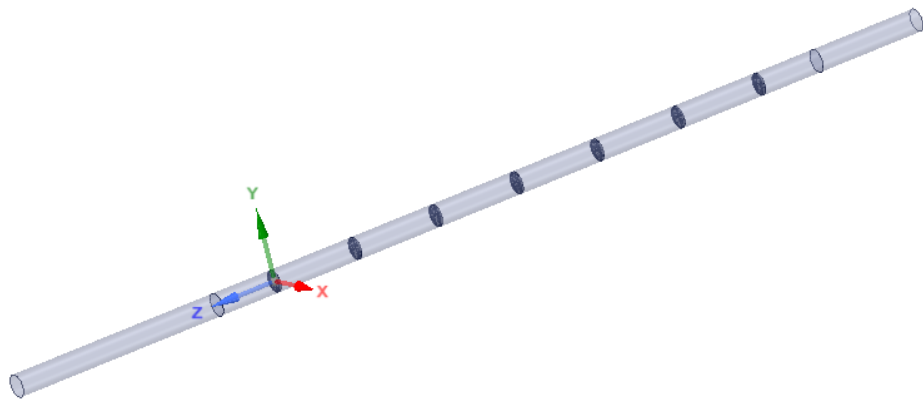
Şekil 2.17. Daire Yapıya Sahip, 5mm^2 türbülötör görünüşü kesiti (Model 7-8)



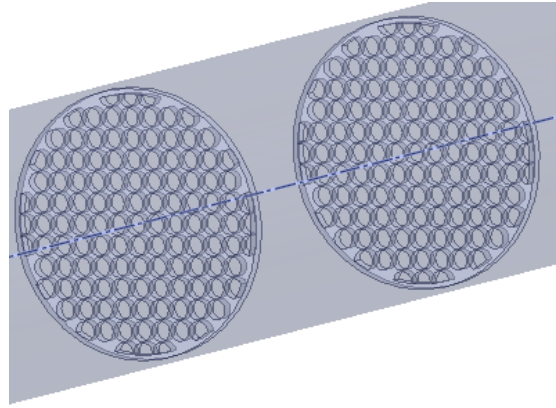
Şekil 2.18. Daire Yapıya Sahip,10mm2 türbülötör görünüşü(Model 9-10)



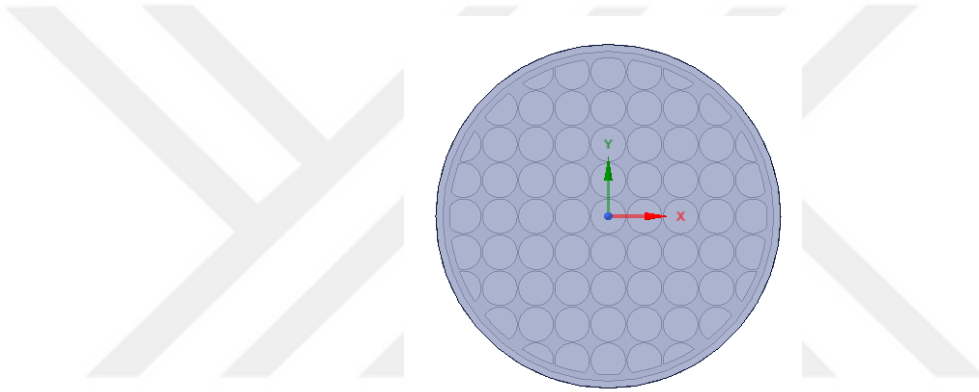
Şekil 2.19. Daire Yapıya Sahip,10mm2 ve $p/d=1$ olan türbülötör yerleşimi(Model 9)



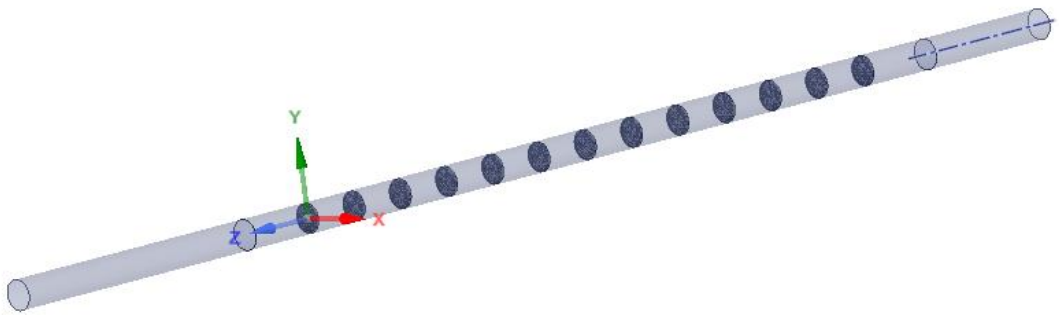
Şekil 2.20. Daire Yapıya Sahip,10mm2 ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi(Model 10)



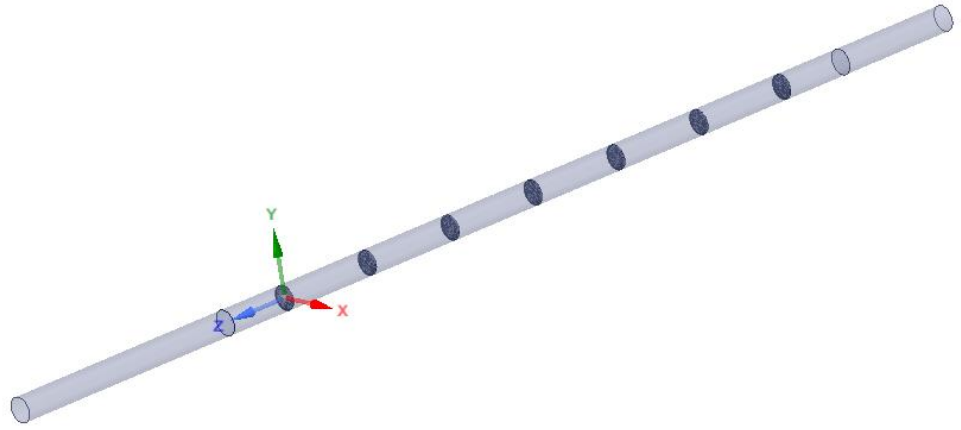
Şekil 2.21. Daire Yapıya Sahip,10mm2 türbülator görünüşü kesiti (Model 9-10)



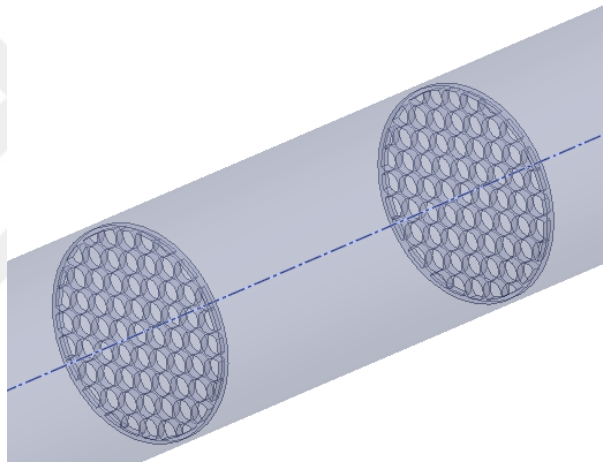
Şekil 2.22. Daire Yapıya Sahip,20mm2 türbülator görünüşü(Model 11-12)



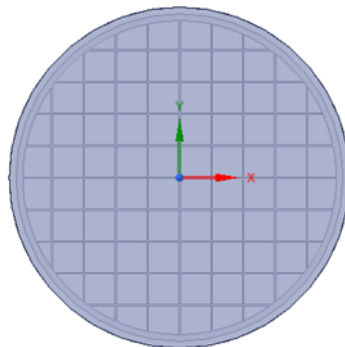
Şekil 2.23. Daire Yapıya Sahip,20mm2 ve $p/d=1$ olan türbülator yerleşimi(Model 11)



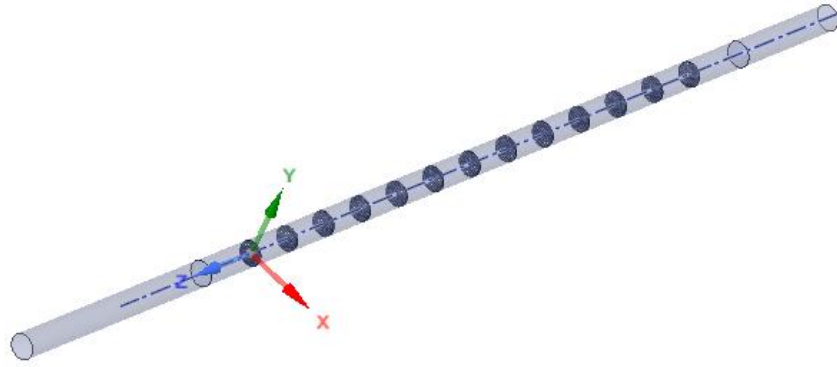
Şekil 2.24. Daire Yapıya Sahip, 20mm^2 ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi (Model 12)



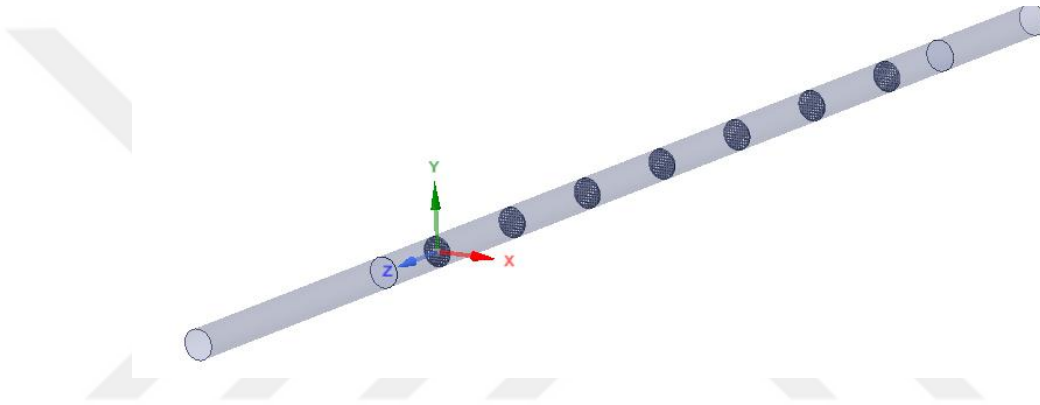
Şekil 2.25. Daire Yapıya Sahip, 20mm^2 türbülötör görünüşü kesiti (Model 11-12)



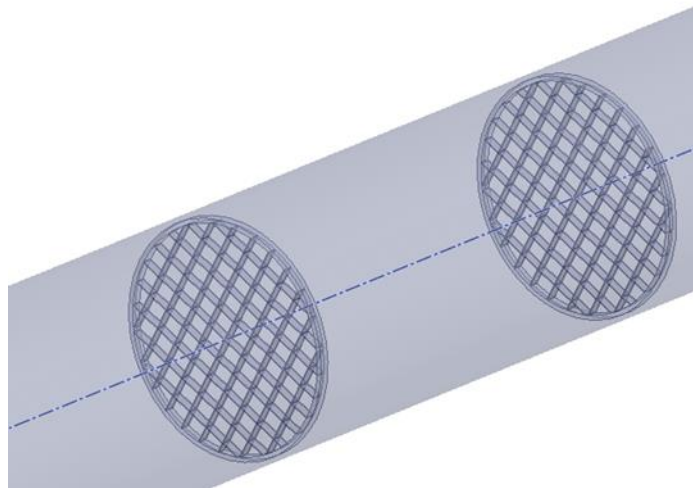
Şekil 2.26. Kare Yapıya Sahip, 5m^2 türbülötör görünüşü (Model 13-14)



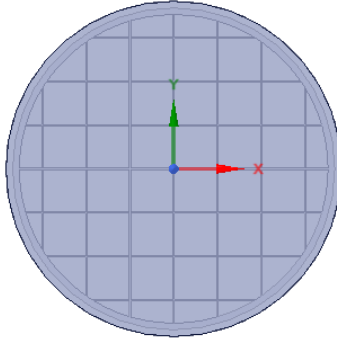
Şekil 2.27. Kare Yapıya Sahip,5mm2 ve $p/d=1$ olan türbülötör yerleşimi(Model 13)



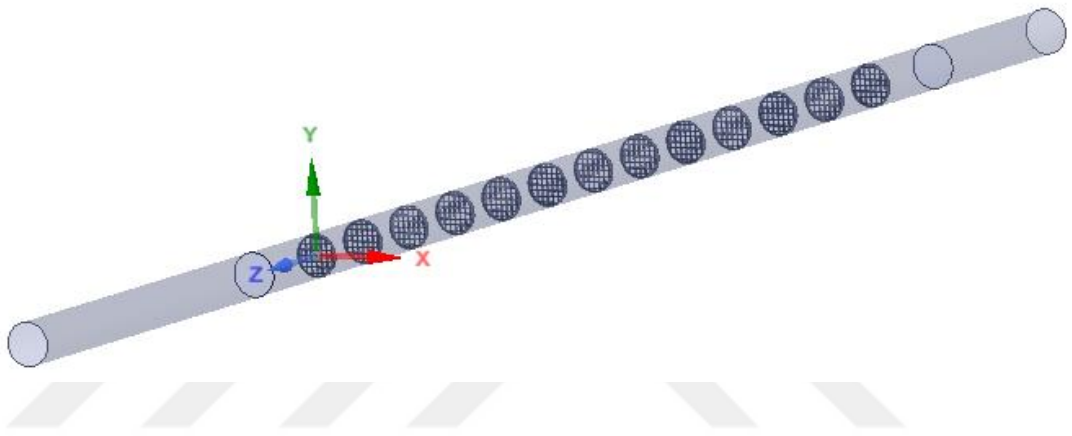
Şekil 2.28. Kare Yapıya Sahip,5mm2 ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi(Model 14)



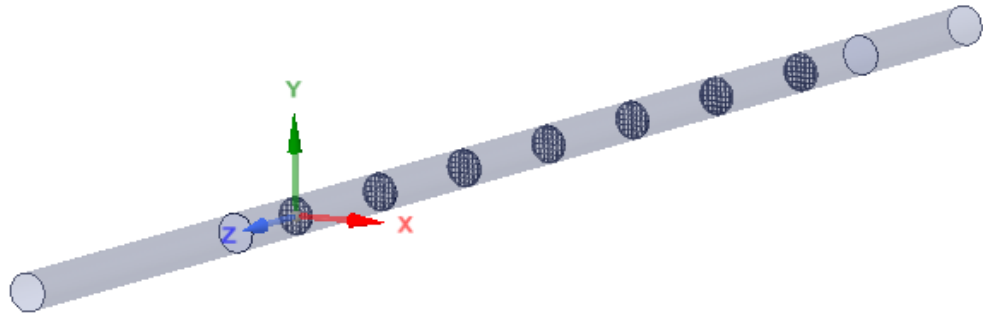
Şekil 2.29. Kare Yapıya Sahip,5mm2 türbülötör görünüşü kesiti (Model 15-16)



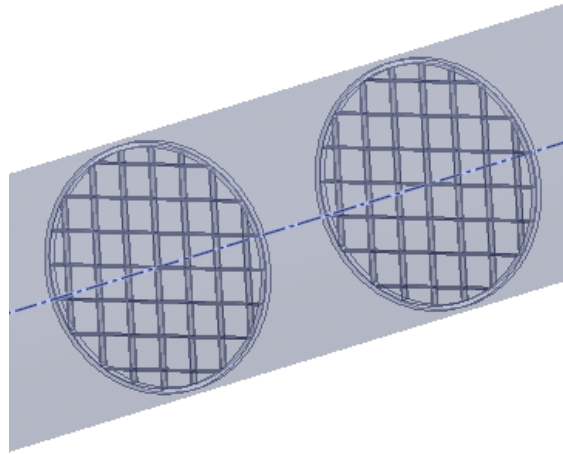
Şekil 2.30. Kare Yapıya Sahip,10mm² türbülötör görünüşü(Model 15-16)



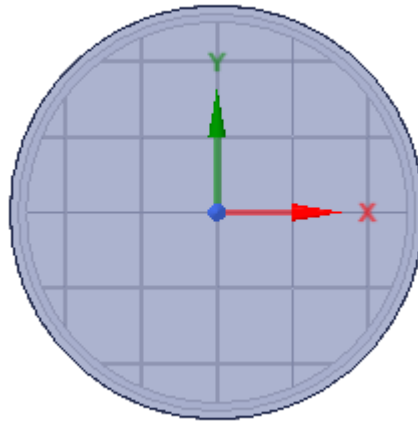
Şekil 2.31. Kare Yapıya Sahip,10mm² ve $p/d=1$ olan türbülötör yerleşimi(Model 15)



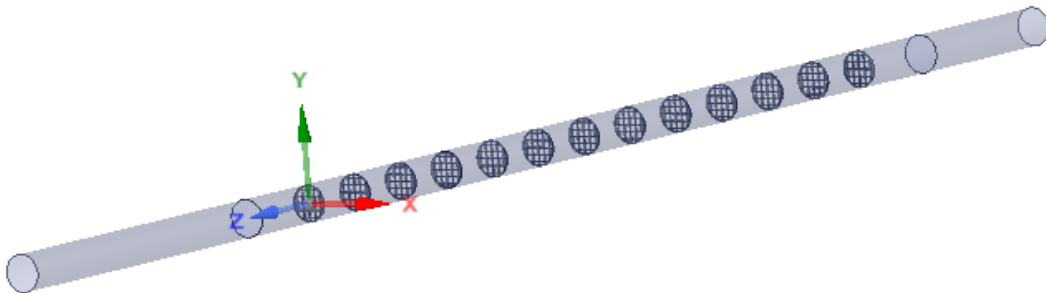
Şekil 2.32. Daire Yapıya Sahip,10mm² ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi(Model 16)



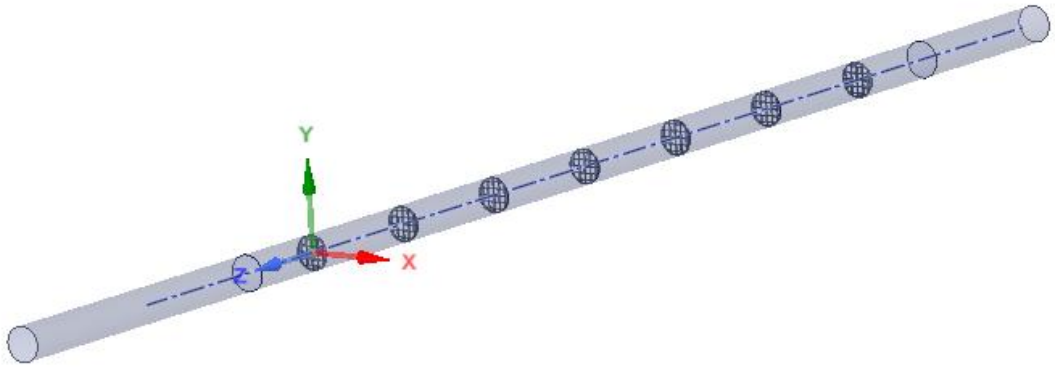
Şekil 2.33. Kare Yapıya Sahip,10mm² türbülötör görünüşü kesiti (Model 15-16)



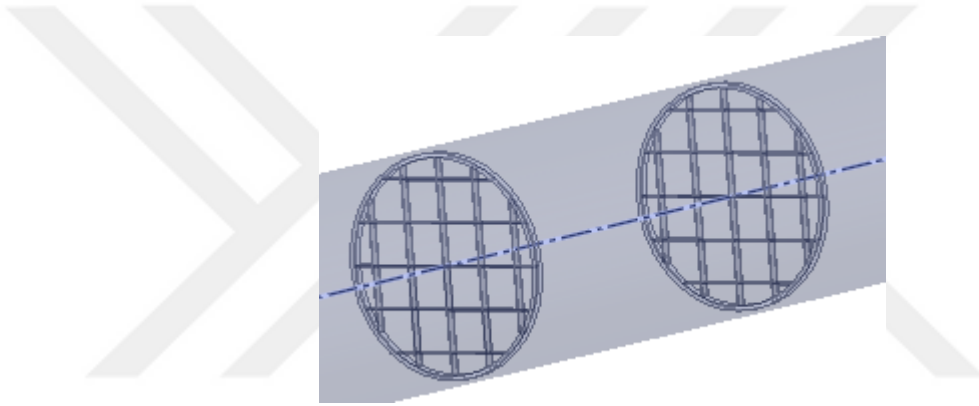
Şekil 2.34. Kare Yapıya Sahip,20mm² türbülötör görünüşü(Model 17-18)



Şekil 2.35. Daire Yapıya Sahip,20mm² ve $p/d=1$ olan türbülötör yerleşimi(Model 17)



Şekil 2.36. Daire Yapıya Sahip, 20mm² ve $p/d=2$ olan türbülötör yerleşimi (Model 18)

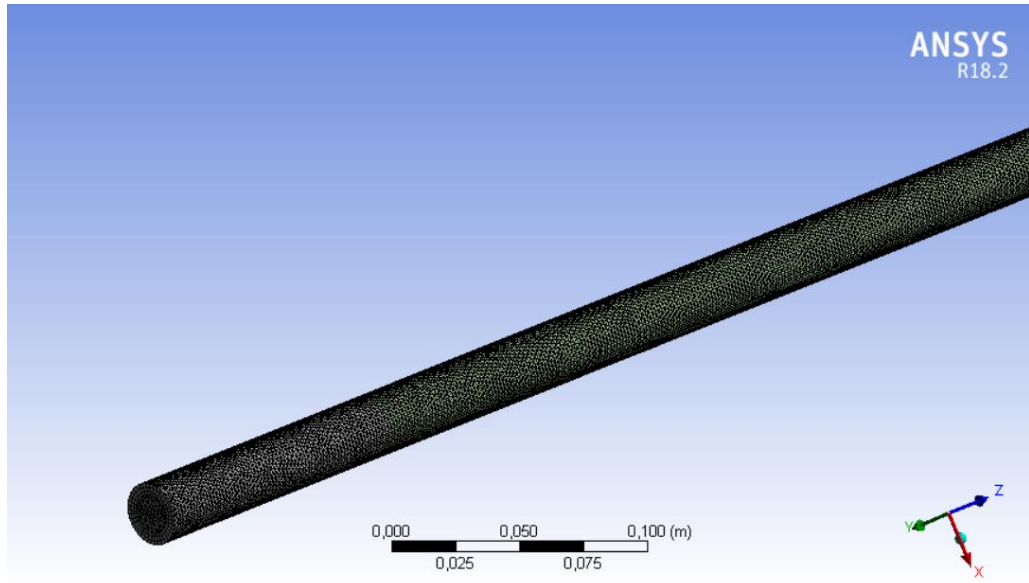


Şekil 2.37. Kare Yapıya Sahip, 10mm² türbülötör görünüşü kesiti (Model 15-16)

2.2.3. Mesh Yapısı ve Ağ Bağımsızlığı

Tasarlanan türbülötörler uygun mesh yapısına getirilerek sayısal analizler için hazırlanmıştır. Mesh yapısı oluşturulurken uygun mesh aralığı belirlenmiştir. Analizler için 600.000 ile 950.000 mesh sayısı kullanılmıştır.

Boş boru için ağ yapısı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.38. Boş Boru Ağ Yapısı Gösterimi

Üç boyutlu geometrisi üzerinde ANSYS-Fluent yazılımının kullanımı ağ yapısı içerir. HAD analizlerinde ağ sayıları ve yapısı, elde edilen sonuçların önemli faktörlerinden biridir. Ağ sayısı ve kalitesi, daha hassas ve doğru sonuçların elde edilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Modelin ağ sayısı özellikleri HAD çözüm süresi uzayacaktır. Ağ kalitesi için düşük ortogonal kalite (dik kalite) veya yüksek çarpıklık (çarpıklık) değerleri uygun değildir. Bu nedenle minimum ortogonal kalite değeri 0,1'den büyük veya maksimum çarpıklık değeri 0,95'ten küçük olmalıdır. Boş boru analizleri için hazırlanan mesh yapısı uygun mesh quality değerlerine getirilmiştir.

Çarpıklık (Skewness) aralıkları

Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul Edilebilir	Kötü	Kabul Edilemez
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

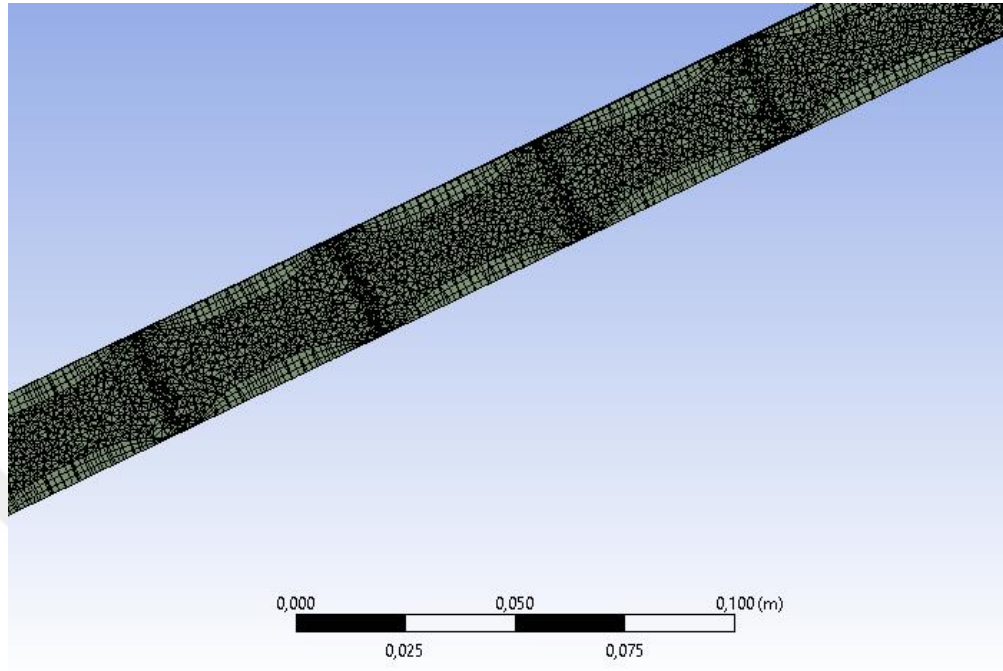
Ortogonal kalite (Orthogonal quality) aralıkları

Kabul Edilemez	Kötü	Kabul Edilebilir	İyi	Çok iyi	Mükemmel
0-0.001	0.001-0.10	0.10-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

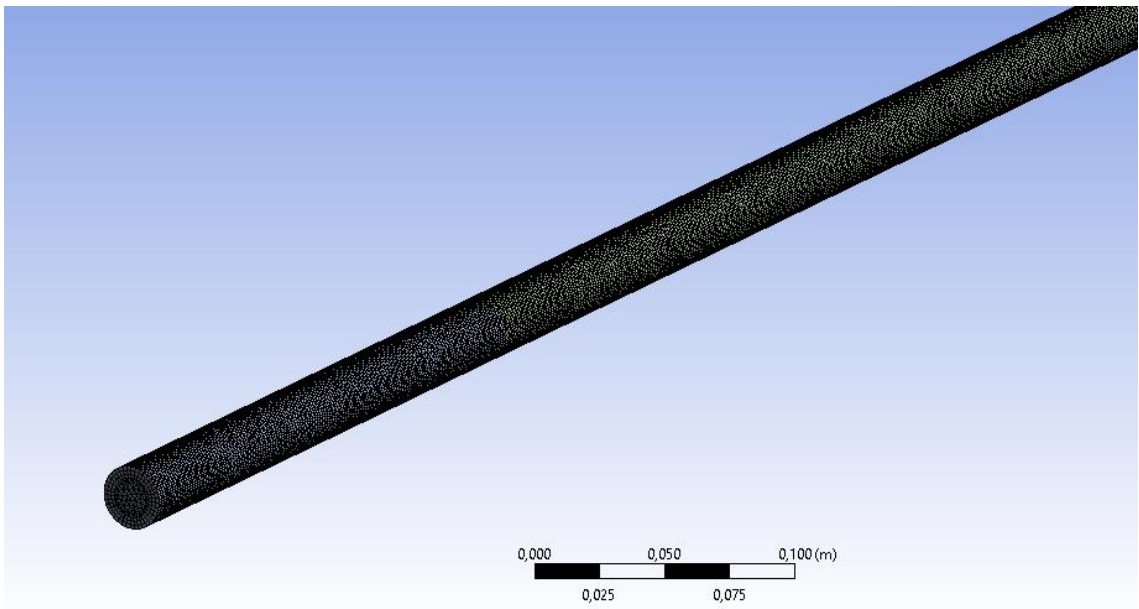
Şekil 2.39. Ağ yapısı kalite sınıflandırılması gösterimi

Sayısal metotla yürütülen araştırmalarda sınır tabakanın verimli incelenebilmesi için y+ hesaplamaları yapılmaktadır. Bu hesaplamaların temeli uygulanan ağ metodundaki ilk

tabaka kalınlığının bulunmasını sağlamaktadır. Bu değeri hesaplayan programlar yardımıyla uygun sonuçlar kullanılmıştır.



Şekil 2.40. Türbülantörlü Boru Ağ Yapısı Gösterimi-1 (Model 13)



Şekil 2.41. Türbülantörlü Boru Ağ Yapısı Gösterimi-2 (Model 13)

Hassas ve doğru sonuçlar elde edebilmek için sıkı ağ (fine) yapısı, düzgünlük (smoothing) ve yüksek seçenekleri seçilmiştir. Boru yüzeylerine ve akışkanların temas ettiği noktalarda daha sıkı ağ yapısı oluşturulmuştur.

2.2.4. Tez Çalışmasında Kullanılan Ampirik Bağntılar Denklemler

Bu bölümde daha önceki çalışmalarda ve bu çalışmada ısı transferi iyileştirmede kullanılan denklemler ve ampirik bağntılar verilmiş ve açıklanmıştır.

2.2.4.1. Reynolds Sayısı

ρ , akışkanın sıcaklığa bağlı yoğunluğunu ifade ederken, U_{ort} akışkanın boru içindeki ortalama akış hızını temsil etmektedir. $D_{hidrolik}$ ise sök-tak tipi harici elemanın yerleştirildiği düz borunun hidrolik çapını ifade etmektedir.

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{ort} \cdot D_{hidrolik}}{\mu}$$

2.2.4.2. Sürtünme faktörü

Burada, ΔP basınç düşümünü, ρ akışkanın yoğunluğunu ve L ise boru boyunu ifade etmektedir.

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot D}{\rho \cdot U_{ort}^2 \cdot L}$$

2.2.4.3. Nusselt sayısı

Nusselt sayısı, ısı taşınımının ısı iletimine oranını ifade etmekte olup aşağıdaki bağıntısı ile verilmektedir. h , ısı taşınım katsayısını ifade ederken, k ise ısı iletim katsayısını belirtmektedir.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$$

2.2.4.4. Prandtl sayısı

Viskoz yayınım hızının ısıl yayınımına oranına Prandtl sayısı denir. ν , kinematik viskoziteyi temsil ederken α , ısıl yayınım hızını temsil etmektedir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

2.2.4.5. Performans Değerlendirme Kriteri (THP)

Performans Değerlendirme Kriteri, sistemin hem termal hem de hidrolik (termo-hidrolik) olarak ısı transferine katkısını hesaplamada kullanılan en önemli parametredir. Belirtilen parametrenin 1 (bir) veya 1'den büyük bir değer vermesi sisteme yerleştirilen sök-tak tipi elemanın ısı transferini arttırdığının bir göstergesidir.

$$\eta = \frac{h_a}{h_o} \Big|_{pp} = \frac{Nu_a}{Nu_o} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu_a}{Nu_o} \right) \left(\frac{f_a}{f_o} \right)^{-1/3}$$

2.2.5. Sıcaklığa Bağlı Olarak Değişen Akışkan Özelliklerinin Belirlenmesi

Bilindiği gibi akışkan özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterebilmektedir. Bu çalışmada kullanılan akışkanın bazı özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı ve termal iletkenlik) aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla yeniden hesaplanmıştır. Sayısal çalışmada kullanılan akışkan havadır. Elde edilen Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü gibi parametreler hesaplanırken yoğunluk, viskozite, özgül ısı ve termal iletkenlik gibi fiziksel parametreler daha önce yapılan çalışmada kullanılan bağıntılar baz alınarak sıcaklığa bağlı olarak hesaplandı.

$$c = 567.1317 + 5.42172T - 2.581261 \times 10^{-2}T^2 + 5.875834 \times 10^{-5}T^3 \\ - 6.357366 \times 10^{-8}T^4 + 2.662107 \times 10^{-11}T^5$$

$$k = 0.1122162 - 2.409008 \times 10^{-5}T + 4.689012 \times 10^{-7}T^2 - 1.048907 \\ \times 10^{-9}T^3 + 1.088226 \times 10^{-12}T^4 - 4.401109 \times 10^{-16}T^5$$

$$\mu = 9.8601 \times 10^{-7} + 9.080125 \times 10^{-8}T - 1.176356 \times 10^{-10}T^2 + 1.23497 \\ \times 10^{-13}T^3 - 5.79713 \times 10^{-17}T^4$$

2.2.6. Boş borunun geometri, sınır şartı ve fiziksel özellikleri

Sayısal doğrulama çalışması boş boruda yapılarak modelleme en doğru hale getirildi. Mesh yapısını polyhedra ağ yapısı kullanılarak sayısal analizlerde türbülans model olarak tercih edilmesine karar verilmek için fluent modellemesi aşamasına geçildi.

Sayısal hesaplamalar, üç boyutlu, sürekli, zorlanmış taşınım ve iletimli birleşik ısı transferi için CFD uygulamalarında sıkça kullanılan FLUENT bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir. HAD içinde hesaplama aşamasında COUPLED algoritması kullanıldı ve mesh yapısı polyhedra yapılarak analizlere başlandı. Burada ikinci dereceden denklem çözümleri basınç, enerji ve süreklilik denklemleri için kullanıldı. Enerji, süreklilik ve momentum için yaklaşım kriterleri sırasıyla 10⁻⁶, 10⁻⁵ ve 10⁻⁵ olarak alındı.

Süreklilik denklemi:

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

Momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \\ &\quad - \rho \overline{u'_i u'_j} \\ &= \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \end{aligned}$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} [\mu_i (\rho E + \rho)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right]$$

K-W-SST modelinin denklemleri şu şekilde özetlenmiştir:

Türbülanslı kinetik enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_K - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\begin{aligned} \beta^* &= 0.09, \varphi_1 = 5/9, \beta_1 = 3/40, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \varphi_2 \\ &= 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0.856 \end{aligned}$$

Boş boruda yapılan analizlerde k-omega Standart, k-omega BST, k-omega SST, k- ϵ RNG ve k- ϵ epsilon k- ϵ standart modellerinin kullanılmasıdır.

Bu analizlerin sonuçları, Nusselt sayısı hesaplama formüllerinin sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve en yakın sonucu veren k-omega SST türbülans modeli seçilmiştir.

Ayrıca, sürtünme katsayısı Blasius formülü kullanılarak hesaplanan değerlerle analiz sonuçları karşılaştırılmış ve bu karşılaştırmalar, analizlerin doğruluğunu ve sonuçların yakınlığını doğrulamıştır.

Nusselt Sayısı Hesaplama Formülleri;

Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$$

Gnielinski

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}, 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^5$$

Colburn

$$Nu_d = 0.023Re^{(4/5)}Pr^{(1/3)}$$

Sürtünme Sayısı Hesaplama Formülleri;

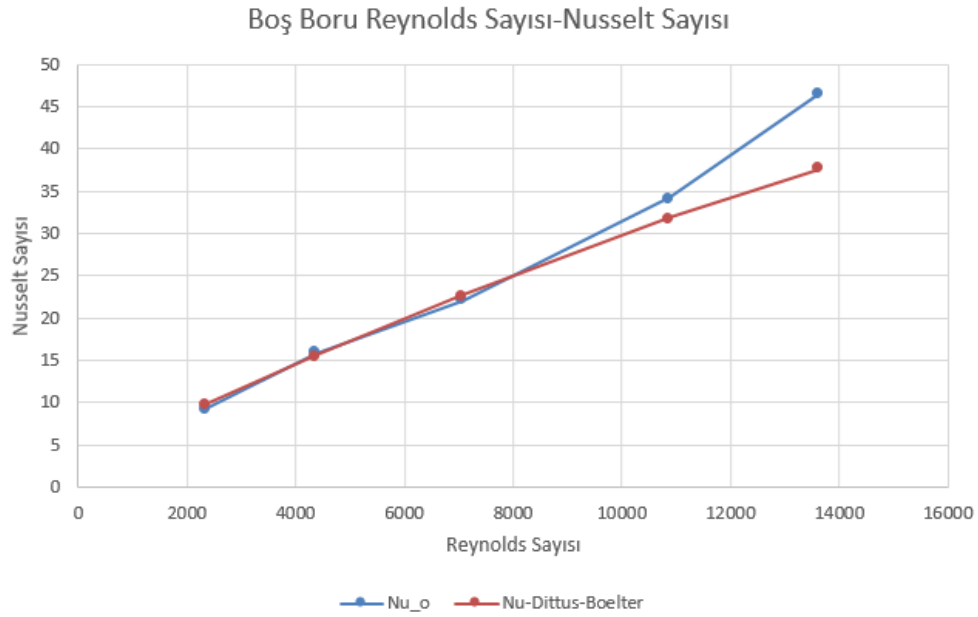
Blasius:

$$f = 0.316 Re^{-0.25}, Re \leq 20000$$

Petukhov:

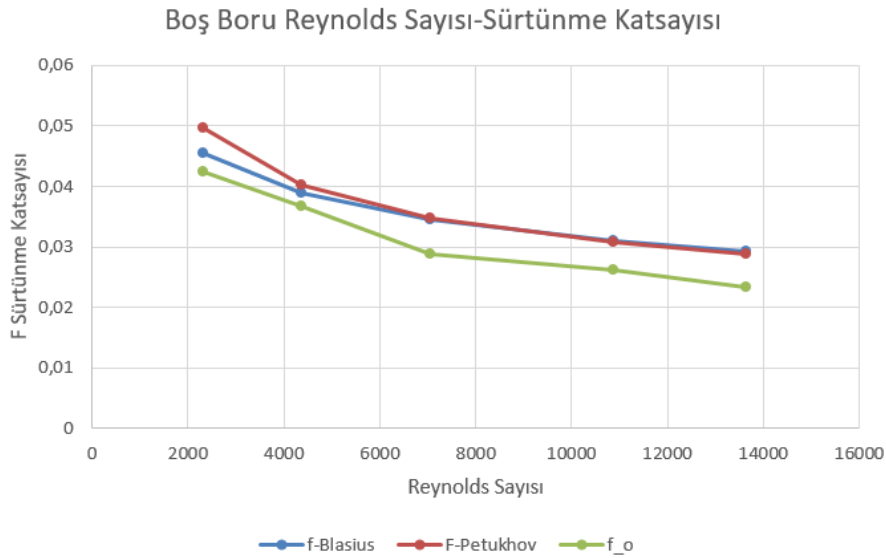
$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

Sonuçlar grafikler yardımıyla işlenmiştir.



Şekil 2.42. Boş boru analiz sonucu ile hesaplanan Nusselt değerleri karşılaştırma grafiği

Grafik, Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı arasındaki ilişkiyi göstermekte ve boş boru akışında ısı transferine yönelik sayısal (Nu_o) ve literatüre uygun teorik veriler (Nu-Dittus-Boelter bağıntısı) sonuçların karşılaştırmasını içermektedir. Sayısal veriler ile teorik model arasında genel olarak yüksek bir uyum gözlemlenmektedir; bu durum, Dittus-Boelter bağıntısının türbülanslı akış rejimindeki ısı transferini yaklaşık %5 den de küçük bir hata payı ile doğru bir şekilde tahmin ettiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 2.43. Boş boru analiz sonucu ile hesaplanan sürtünme katsayısı değeri karşılaştırma grafiği

Grafik, Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Burada mavi noktalar Petukhov bağıntısına ($f_{petukhov}$), kırmızı noktalar Blasius bağıntısına ($f_{blasius}$) ve yeŐil noktalar sayısal verilere (f_o) karŐılık gelmektedir. Grafik, teorik ve sayısal sonuÇlar arasındaki uyumu değerlendirmek işin önemli bir doğerulama aracı niteliğindedir. Sayısal veriler ile teorik model arasında genel olarak yüksek bir uyum gözlemlenmektedir; bu durum, Dittus-Boelter bağıntısının türbülanslı akış rejimindeki ısı transferini yaklaşık %8 den de kŐk bir hata payı ile doğer bir Şekilde tahmin ettiğini ortaya koymaktadır.



3. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

3.1. Tartışma

Farklı tip türbülans oluşturucu elemanlar kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi için sayısal olarak incelenen elemanlar üç çeşit olup bu elemanlar şunlardır:

1. Altıgen yapıda tel kafes görünümüne sahip üç farklı yüzey alanına sahip ve 2 farklı hatve oranına sahip türbülator sayısal analizi,
2. Daire yapıda tel kafes görünümüne sahip üç farklı yüzey alanına sahip ve 2 farklı hatve oranına sahip türbülator sayısal analizi,
3. Kare yapıda tel kafes görünümüne sahip üç farklı yüzey alanına sahip ve 2 farklı hatve oranına sahip türbülator sayısal analizi,

Yapılan analizler sonucunda grafikler, görseller ve sonuçlar işlenerek aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Türbülator yapısına en uygun olduğu düşünülen model aşağıda yorumlanmıştır.

3.2. Analiz Sonuçları

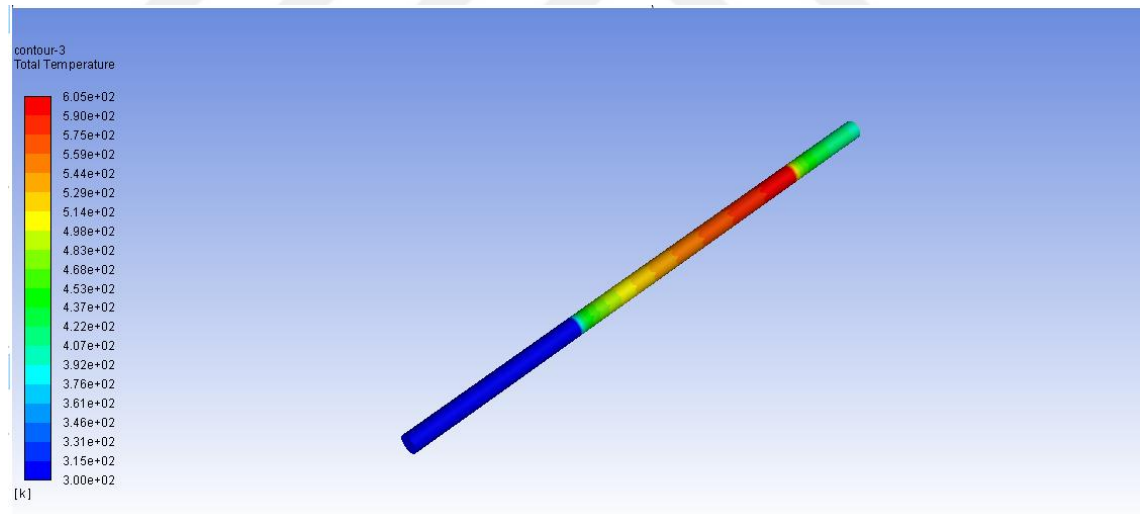
Tel kafes türbülatorların birçok avantajı ve dezavantajı bulunmaktadır. Avantajları arasında, basit ve etkili bir şekilde ısı transferini artırması en öne çıkan özelliğidir. Akışkanın türbülansını artırarak yüksek ısı transfer performansı sağlar. Ayrıca, farklı geometri ve malzeme seçenekleriyle özelleştirilebilir olması, uygulama ihtiyaçlarına göre esneklik sunar. Altıgen, kare veya dairesel geometrilerle tasarlanabilen bu yapılar, paslanmaz çelik, alüminyum veya bakır gibi çeşitli malzemelerden üretilebilir. Tel kafes

türbülötörlerin bir diğer önemli avantajı, üretim süreçlerinin basitliği sayesinde genellikle diğer tür türbülötörlere göre daha ekonomik olmasıdır.

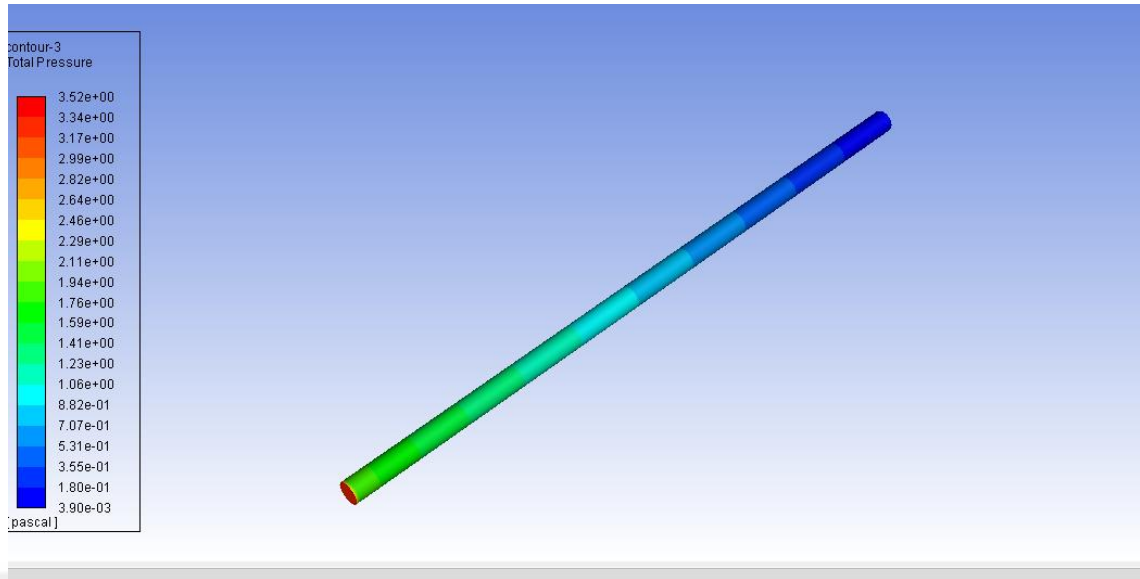
Ancak bu türbülötörlerin dezavantajları da göz önünde bulundurulmalıdır. Yüksek basınç kaybı, tel kafes türbülötörlerin önemli bir dezavantajıdır. Akış direncini artırarak sürtünme faktöründe belirgin bir artışa neden olur ve pompalama enerjisi ihtiyacını yükseltir. Ayrıca, kafes yapısı katı partiküllerin birikmesine yol açabilir ve bu da akışın tıkanmasına neden olabilir. Bu durum, özellikle partikül içeren akışkanlarla çalışan sistemlerde ciddi sorunlara yol açabilir. Bu avantaj ve dezavantajlar, tel kafes türbülötörlerin tasarımı ve uygulanması sırasında dikkatlice değerlendirilmelidir.

Yapılan analizler sonucu elde edilen veriler grafiksel olarak gösterilmiş tablolar ile kıyaslanma yapılmış ve gerekli konturler gösterilerek sonuçlar arasındaki değişimler incelenmiştir.

Boş Boru Görselleri;



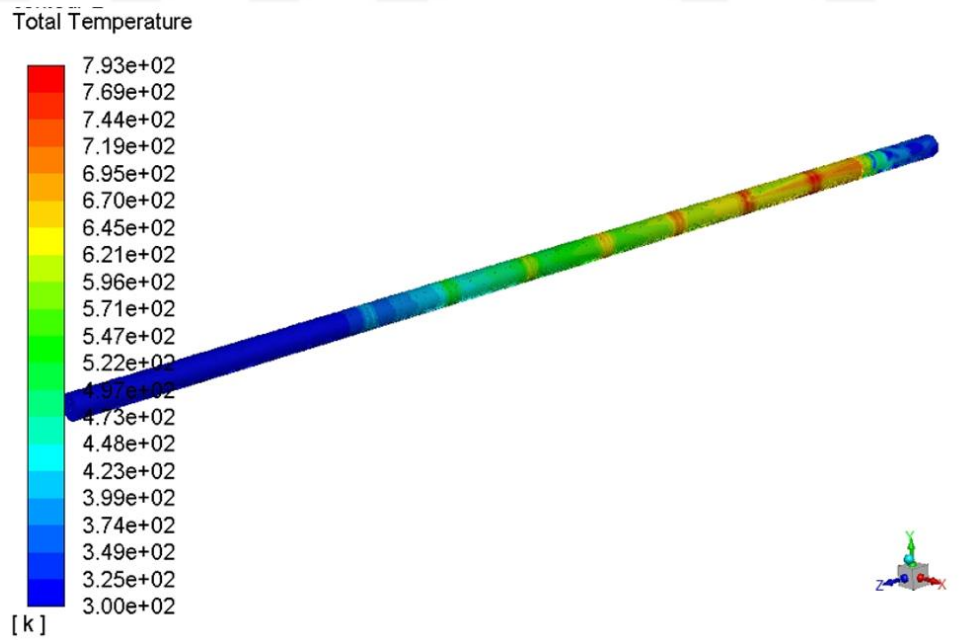
Şekil 3.1. Boş boru için sıcaklık değer konturleri (Hız 2,0 m/s)



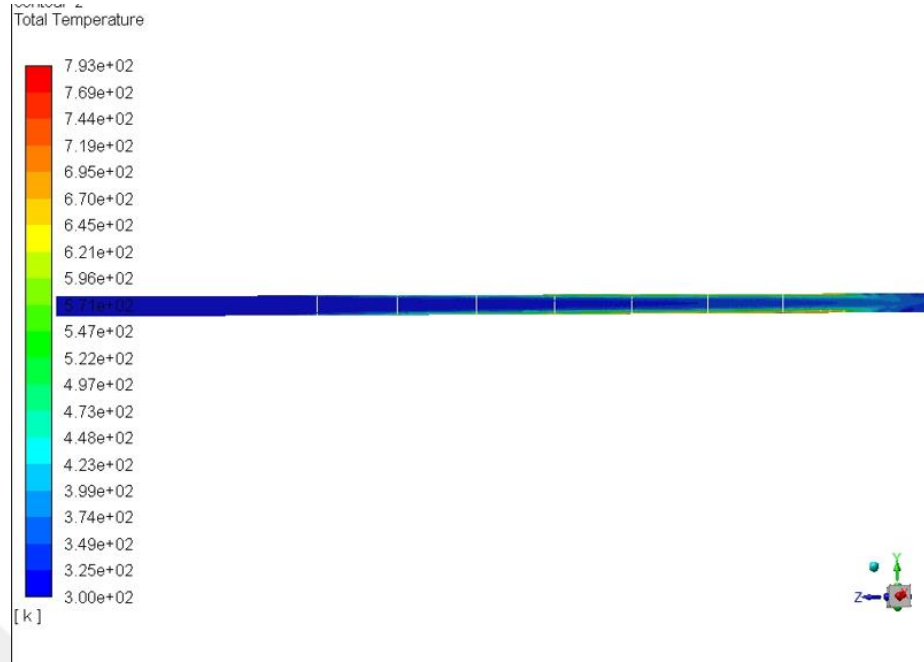
Şekil 3.2. Boş boru için basınç değer konturleri (Hız 2,0 m/s)

Boş boru için yapılan analizlerde yakınsama oranları bir önceki bölümde paylaşılmıştır. Bu bölümde ise boş boru kontur görselleri paylaşılmıştır.

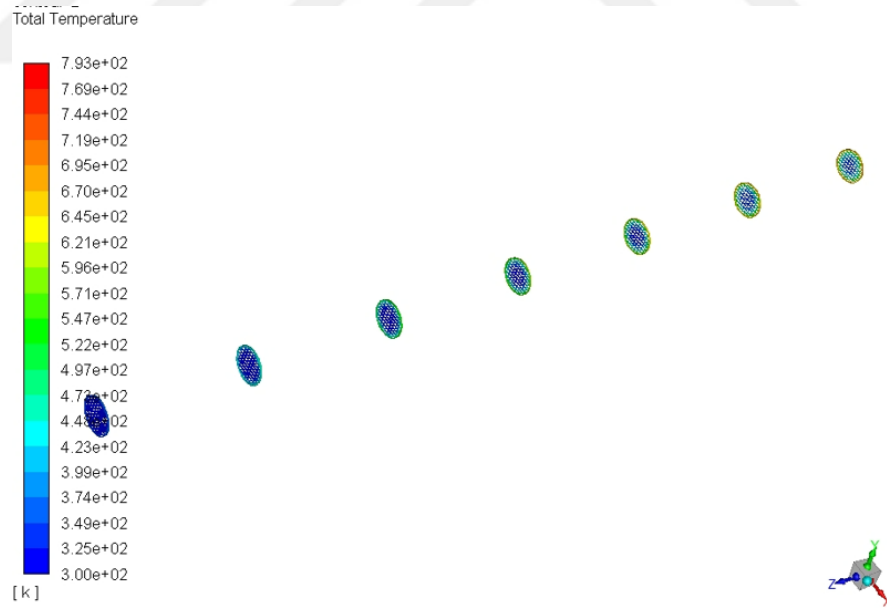
Kare Modellerin 1,5 m/s Hız Değerlerinde Sıcaklık Kontur Gösterimleri



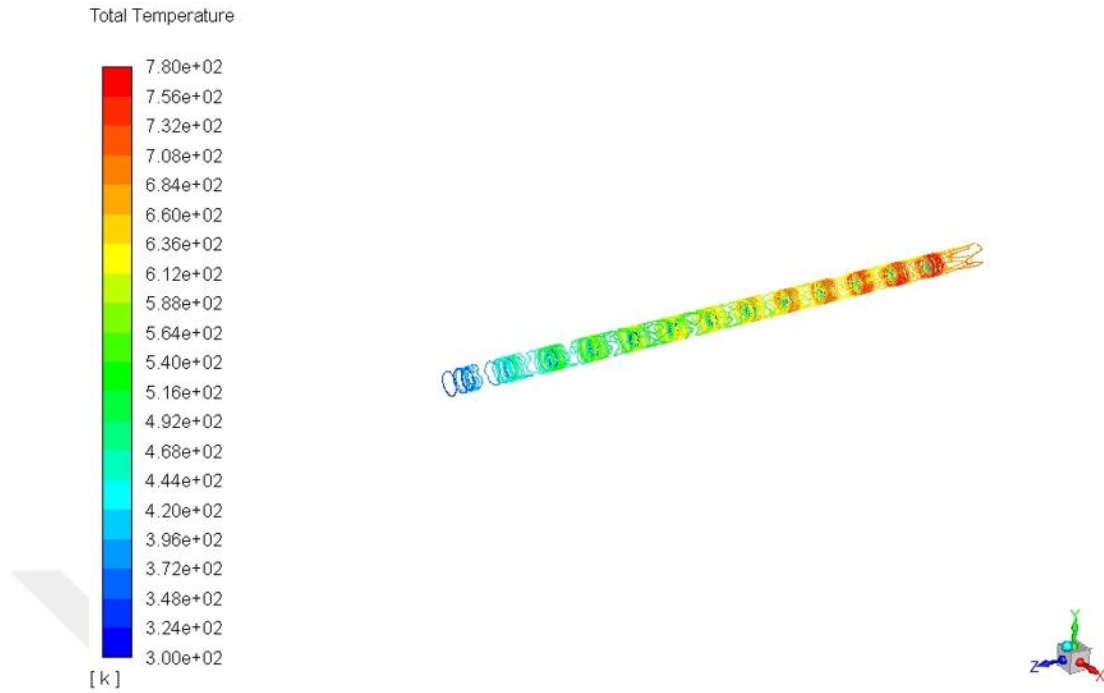
Şekil 3.3. Model-1 Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2,0 m/s



Şekil 3.4. Model-1 Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2,0 m/s

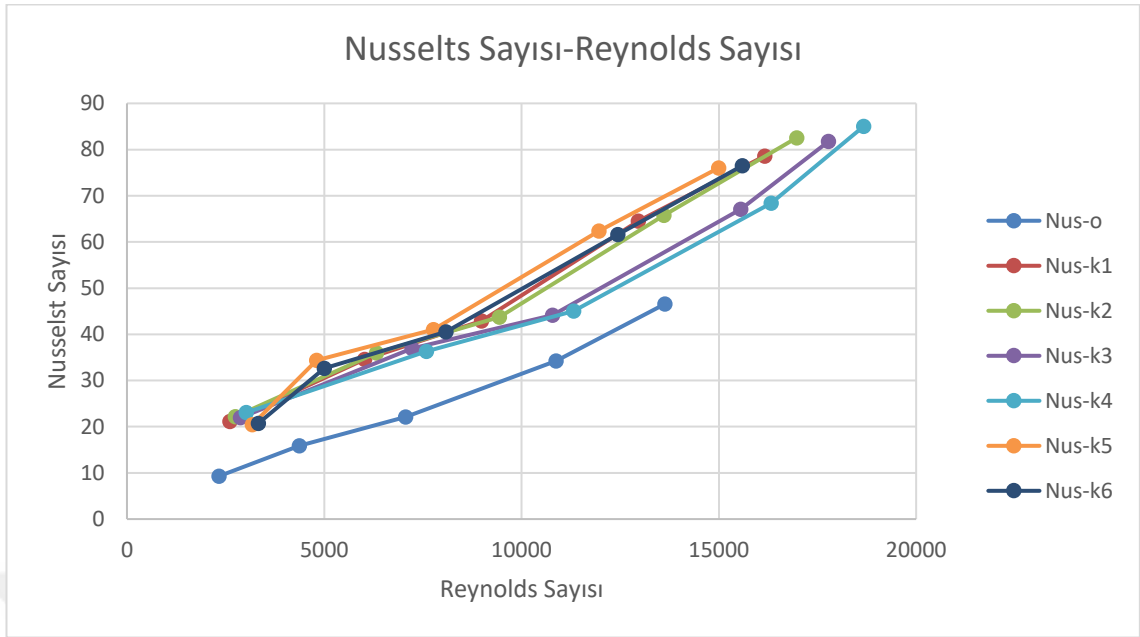


Şekil 3.5. Model-1 Türbülötörlerin Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2,0 m/s

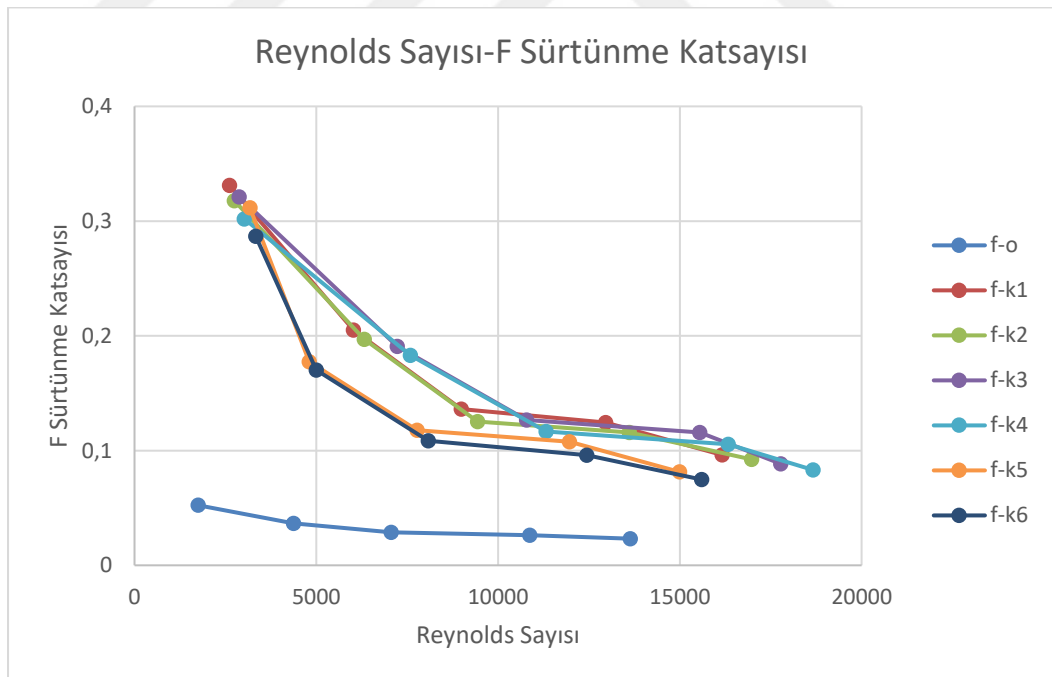


Şekil 3.6. Model-1 Türbülötörlerin Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2,0 m/s

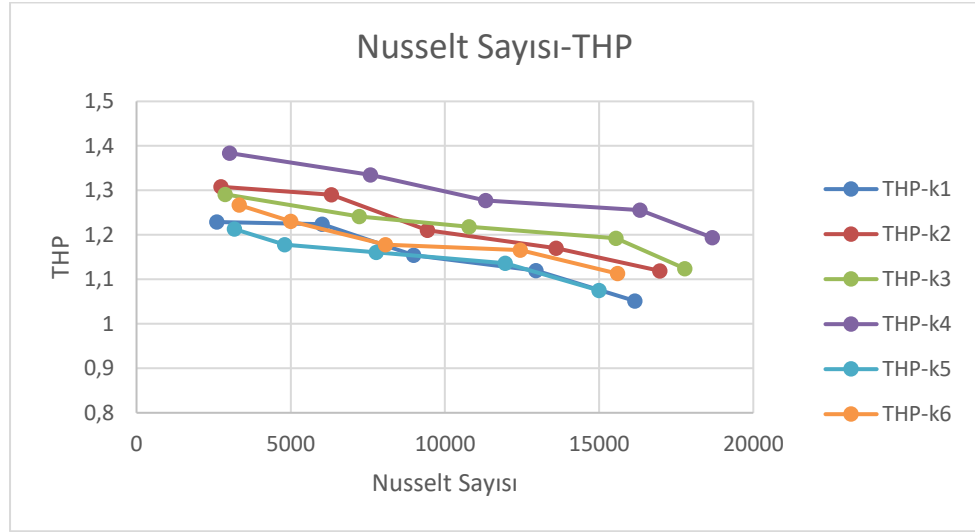
Tel kafes yapıdaki türbülötörler, boru içi ısı transferini iyileştirmek ve türbülansı artırmak amacıyla kullanılan yenilikçi bir türbülötör tasarımıdır. Bu tür türbülötörler genellikle tel örgü veya kafes şeklinde yapılırlar ve boru içinde akışı bozarak hem ısı transferini artırır hem de akış direncini etkiler. Tel kafes türbülötörleri, ısı transferi ve akışkan dinamiği üzerinde önemli etkiler yaratmaktadır. Boru içerisindeki akışkanların hareketini kesintiye uğratarak karışım artışı bu yapıların, sınır katmanını genişletip konvektif ısı transfer yapılarını yükselterek Nusselt'in belirginleşmesini sağlar. Ayrıca, yüzeyin düzenleyiciyi arttırıcı, ısı bölümlerini yükseltir ve dağılımı yeniden yönlendirerek türbülansını arttırır. Ancak bu faydalar beraberinde bazı dezavantajları da getirir. Tel kafesler, akışa fiziksel bir engel değerlerinin kayıplarını ve basınç düşüşlerini arttırır. Aynı zamanda daralma daraltarak hız artışına ve düşüş faktörünün artmasına neden olur. Türbülans gelirlerindeki artış, ısı transferindeki kazançlarla dengelenmeye çalışılır. Tel kafes türbülötörlerin tel çapı, modeli, yüzey alanı ve yerleşim düzeni gibi parametrelerin performansa etkisi incelenmiş ve elde edilen sonuçlar raporlanmıştır.



Şekil 3.7. Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği



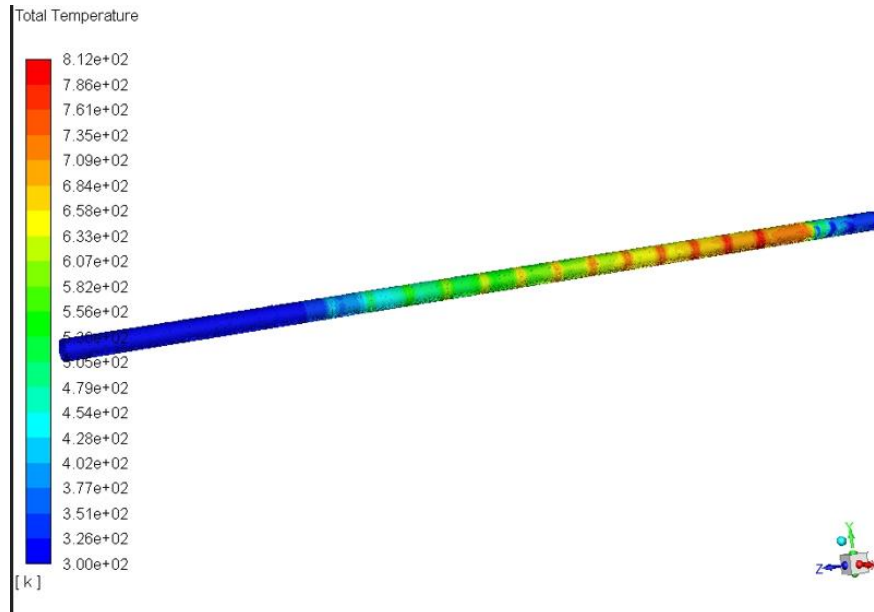
Şekil 3.8. Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği



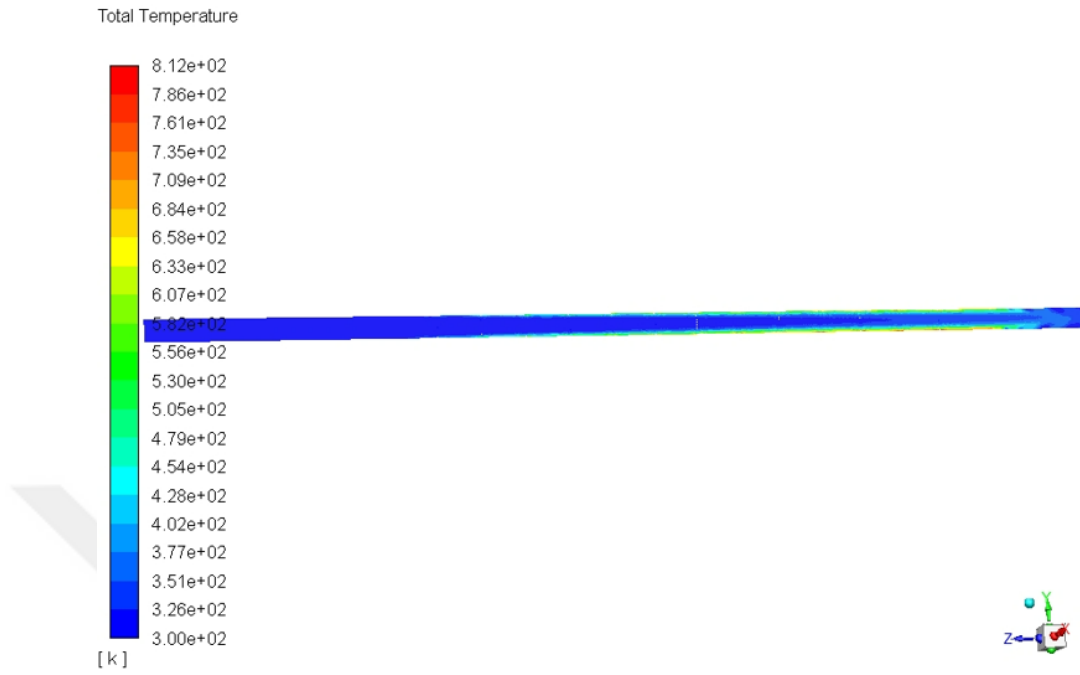
Şekil 3.9. THP-Reynolds Sayısı Grafiği

Kare yapıdaki türbülötör modellerinde yapılan incelemelerde görüldüğü üzere hız artıkça sürtünme azalmıştır fakat ısı transferi oranı da bununla birlikte azalmıştır. Bu yüzden kare türbülötörde optimum model olarak birim yüzey alanı 10 mm² yapıdaki türbülötör diğer modellere göre tüm hızlarda daha verimli çıkmıştır. Aynı zamanda hatve oranı karşılaştırması yapıldığında p/d oranı 2 olan durumdaki türbülötörler her modelde daha verimli model oluşturmuştur bunun nedeni p/d 1 olan duruma göre daha az engelle karşılaşmış sürtünme oranını uygun duruma getirmesidir.

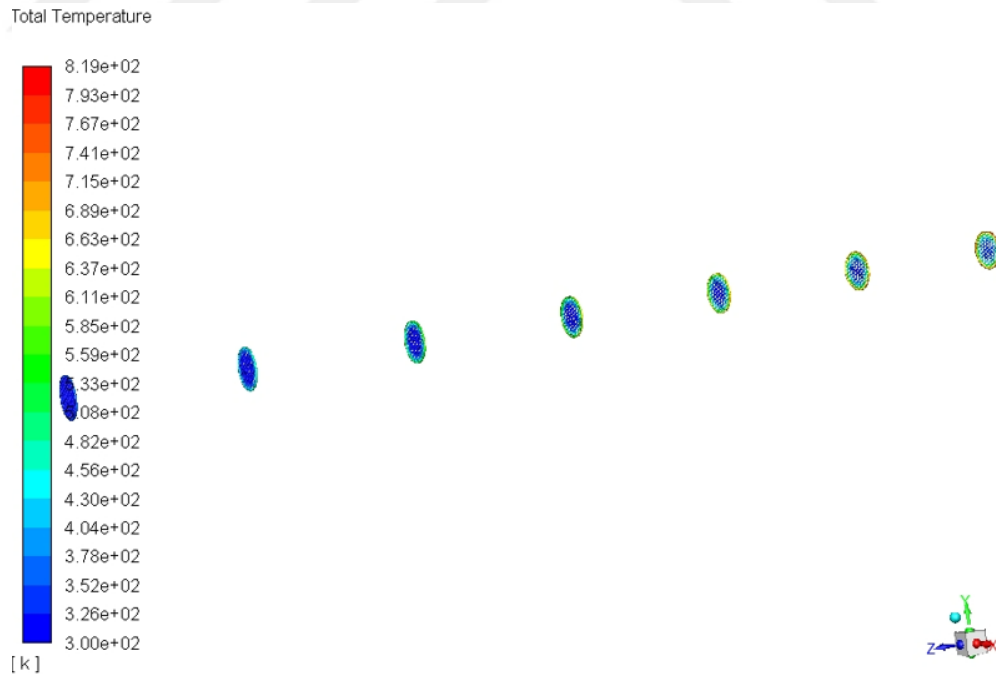
Altıgen Modellerin 1,5 m/s Hız Değerlerinde Sıcaklık Kontur Gösterimleri



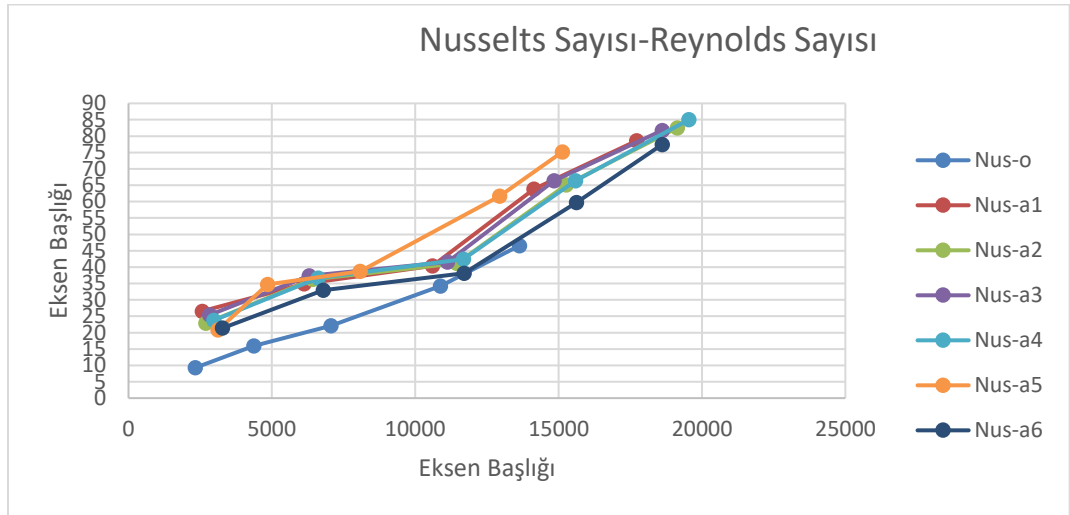
Şekil 3.10. Sıcaklık Kontur Gösterimi 1-Hız 2 m/s (Model 7)



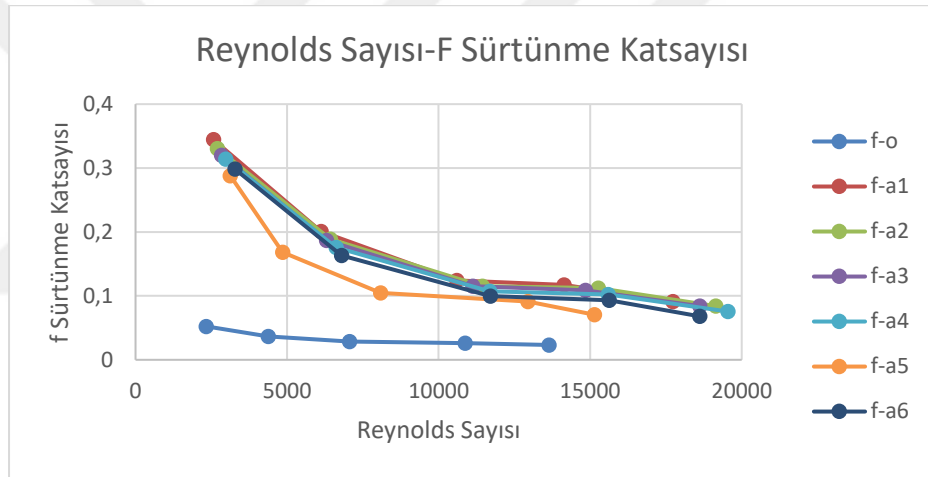
Şekil 3.11. Sıcaklık Kontur Gösterimi 2-Hız 2 m/s (Model 7)



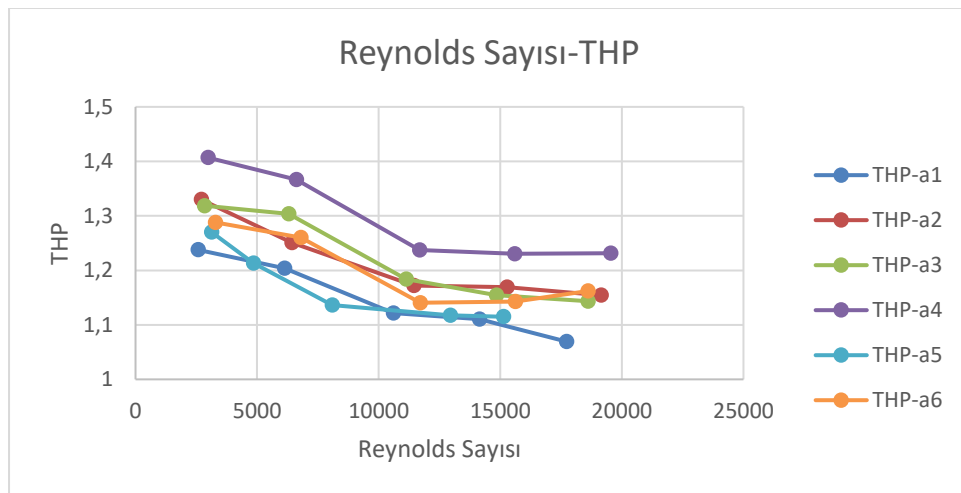
Şekil 3.12. Türbülötör Sıcaklık Kontur Gösterimi-Hız 2 m/s (Model 7)



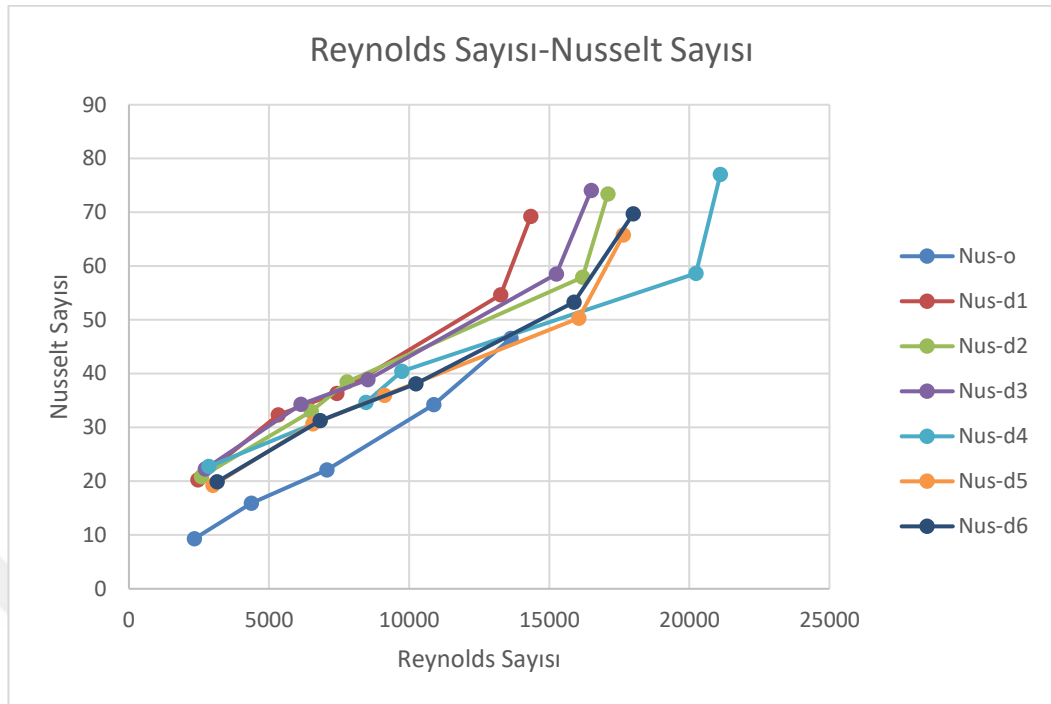
Şekil 3.13. Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği



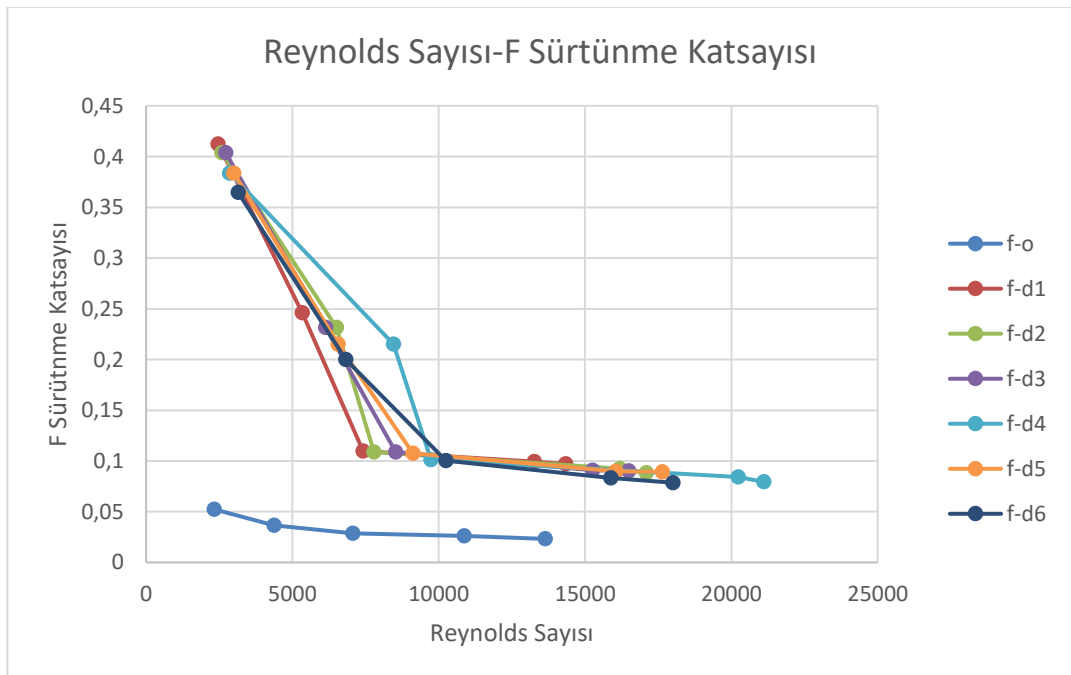
Şekil 3.14. Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği



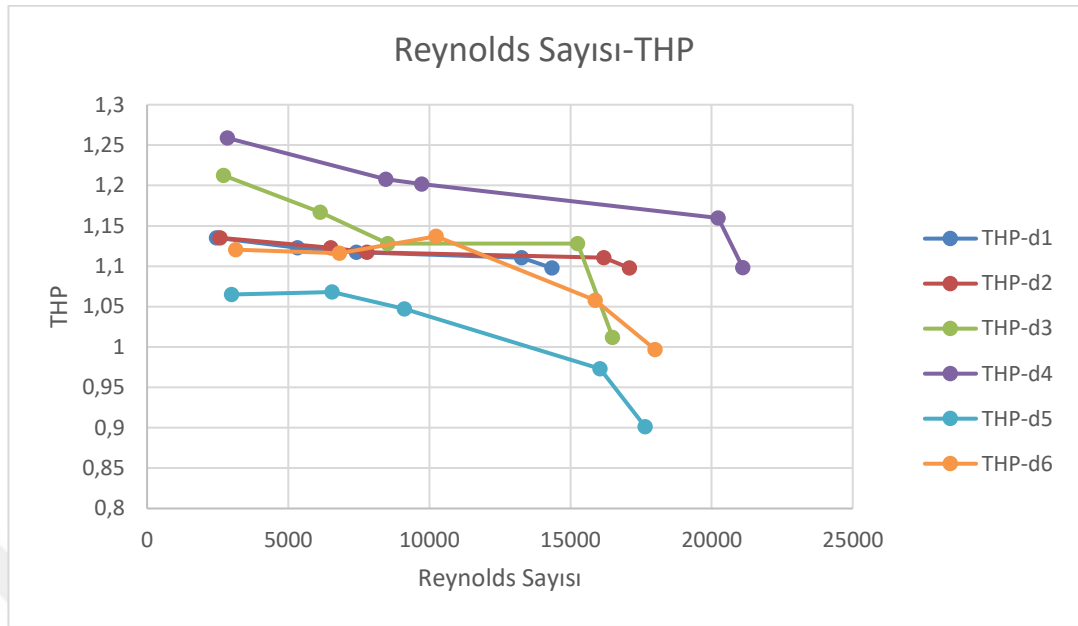
Şekil 3.15. THP-Reynolds Sayısı Grafiği



Şekil 3.18. Nusselt Sayısı- Reynolds Sayısı Grafiği



Şekil 3.19. Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği



Şekil 3.20. Sürtünme Katsayısı-Reynolds Sayısı Grafiği

Dairesel yapılar incelendiğinde ise akış direnci açısından en avantajlı seçenek olarak tahmin edilebilir akışkan, dairesel yapı etrafında daha kolay hareket etmesi düşük basınç kaybı sağlar. Ancak, türbülans artırma etkisinin sınırlı olması ve düşük ısı transfer performansı, özellikle yüksek türbülans gereken sistemlerde dezavantaj olarak ortaya çıkar. Ayrıca türbülator yapısında kullanılan tel kafes yapısının görünümü bu modelde diğer modeller kadar verimli sağlanamamaktadır. Burada dairesel deliklerin yanlarında ölü alan olarak oluşan katı yüzey akışın durumunu etkilemektedir ve akışın geçmesine engel olmaktadır. Isı transferini istene ölçüde sağlayamadığı ve akışa engel olduğu için isteneilen verim alınamamış ve diğer modellerin yanında daha düşük verime sahip bir model olarak kalmıştır.

Genel olarak altıgen, kare ve dairesel geometrilere sahip tel kafes türbülatorler, ısı transferi ve akış özellikleri açısından farklı performanslar sergiler. Isı transferi açısından, altıgen yapılar genellikle en iyi performansı sağlar. Geniş temas yüzeyi ve optimize edilmiş türbülans oluşumu, altıgen yapıları ısı transferi açısından en verimli seçenek haline getirir. Kare yapılar, ısı transferinde ortalama bir performans sunarken, dairesel yapılar genellikle bu konuda en düşük verimliliği gösterir. Sürtünme faktörü (f) açısından, dairesel yapılar en avantajlıdır. Akış direncinin düşük olması sayesinde basınç kaybı minimum seviyede tutulabilir. Buna karşın, altıgen ve kare yapılar, keskin kenarları ve daha karmaşık geometrileri nedeniyle daha yüksek basınç kaybına yol açar. Termal

performans faktörü (η) ise ısı transferindeki kazanç ile sürtünme faktöründeki artışı dengeleyen bir ölçüt olarak değerlendirildiğinde, altıgen yapılar yine öne çıkar. Yüksek ısı transfer avantajı, bu yapılara genellikle en yüksek termal performansı kazandırır. Kare yapılar orta düzeyde bir performans sunarken, dairesel yapılar düşük sürtünme kaybına rağmen termal performans faktöründe genelde alt sıralarda yer alır. Bu farklılıklar, tasarım ve uygulama gereksinimlerine uygun seçim yapılmasında önemli bir rol oynar.

Pratikte karşılaştırma yapmak gerekirse yüksek ısı transferi gerekiyorsa altıgen yapı genelde daha uygundur. Kare yapı pratik ve ekonomik bir seçenek olarak dengeli bir çözüm olabilir.

Küçük ve büyük yüzey alanlarına sahip tel kafes türbülatorlerin farklı avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Küçük yüzey alanı, akışa daha az fiziksel engel oluşturduğu için düşük basınç kaybı avantajı sağlar. Bu, pompalama enerjisi ihtiyacını azaltarak sistemin enerji verimliliğini artırır. Ayrıca, daha az malzeme kullanımı sayesinde üretim maliyetleri düşer ve boru içinde partikül birikimi veya tıkanıklık riski azalır. Ancak, küçük yüzey alanı ısı transfer performansını sınırlayabilir ve özellikle türbülansın düşük olduğu sistemlerde dezavantaj oluşturabilir.

Büyük yüzey alanı ise akışkan ile temas yüzeyini artırarak yüksek ısı transferi sağlar. Bu durum, sınır tabakasını kırarak akışkanın karışımını artırır ve Nusselt sayısını yükseltir. Ayrıca, akışkan boyunca homojen bir ısı dağılımı elde edilir, bu da özellikle ısı değiştiricilerde büyük bir avantajdır. Ancak, büyük yüzey alanı akış direncini artırarak daha yüksek basınç kaybına yol açar ve pompalama enerjisi ihtiyacını yükseltir. Ayrıca, küçük boşluklar nedeniyle tıkanıklık riski artabilir.

Hangi seçeneğin daha uygun olduğu, uygulamanın ihtiyaçlarına bağlıdır. Yüksek ısı transferi gerekiyorsa, büyük yüzey alanı tercih edilmelidir. Düşük enerji tüketimi ve basınç kaybının öncelikli olduğu durumlarda ise küçük yüzey alanı daha avantajlıdır. Optimum performans sağlamak için, yüzey alanı ısı transferi ve basınç kaybı arasında bir denge oluşturacak şekilde optimize edilmelidir. Bu değerlendirme, termal performans faktörü gibi ölçütler kullanılarak yapılabilir. Bu çalışmada bu optimum çözüme yaklaşmak adına yapılan analizler sonucunda analizlerin geometrilerinin tel kafes yapıya yaklaştırılması gerekmektedir. Yine de analiz sonuçları karşılaştırıldığında yüzey alanının optimum değeri olarak ikinci alan değeri görülmüştür.

KAYNAKÇA

1. Budak, N., 2022. Boru İçerisine Yerleştirilen Farklı Tip Türbülatorlerin Isıl Performans Karakteristiklerinin Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, İnönü Üniversitesi.
2. Anoop P S, N. Sreenivasalu Reddy, April 2018. Thermal Analysis of Concentric Tube Heat Exchanger Using Louvered Strip Inserts. **IJISET - International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology**,
3. Balamurugan, Sebakarthick, December 2017-. Analysing the Heat Transfer Enhancement of Louvered Strip Inserted Double Pipe Heat Exchanger. **International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)**.
4. Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., Akansu, S. O., 2008, Boru İçi Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 28, 2, 51-59.
5. Şendoğan, K., Çiltaş, S., Yıldırım, O., Erdoğan, S., 2019, Yatay Borularda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması, **Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 12(1), 306-316.
6. J.-Y. San, W.-C. Huang, C.-A. Chen, Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*.
7. S.W. Chang, P.-S. Wu, W.L. Cai, J.H. Liu, 2020. Turbulent flow and heat transfer of helical coils with twisted section, **Applied Thermal Engineering**. **180** 115919.
8. A. García, P.G. Vicente, A. Viedma, 2005. Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 48 4640–4651.
9. O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, Thermohydraulic performance evaluation for horizontal tube by using combination of modified coiled wire inserts and graphene nanoplatelet-water nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*.

10. V. Özceyhan, 2005. Conjugate heat transfer and thermal stress analysis of wire coil inserted tubes that are heated externally with uniform heat flux, **Energy Conversion and Management**. **46**,1543–1559.
11. S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, 2010. Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, **Experimental Thermal and Fluid Science**. **34**, 684–691.
12. O. Keklikcioglu, V. Ozceyhan, 2016. Experimental investigation on heat transfer enhancement of a tube with coiled-wire inserts installed with a separation from the tube wall, **International Communications in Heat and Mass Transfer**. **78** 88 94.
13. Skullong, S., Promvonge, P., Thianpong, C., & Pimsarn, M. 2016. Heat transfer and turbulent flow friction in a round tube with staggered-winglet perforated-tapes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **95**, 230-242.
14. M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D.D. Ganji, 2015. Experimental study of the influence of perforated circular-ring on pressure loss and heat transfer enhancement using sensitivity analysis, **Applied Thermal Engineering**. **91**, 739–748.
15. D. Sahel, H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla, 2016. Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles, **Applied Thermal Engineering**. **101** 156–164.
16. S. Skullong, P. Promvonge, N. Jayranaiwachira, C. Thianpong, 2016. Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts, **Chemical Engineering and Processing - Process Intensification**. **109**, 164–177.
17. P. Promvonge, 2008. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, **Energy Conversion and Management**. **49**, 2949–2955.
18. Z.F. Huang, A. Nakayama, K. Yang, C. Yang, W. Liu, 2010. Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube, **International Journal of Heat and Mass Transfer**. **53**, 1164–1174.

19. Bas, H. and Ozceyhan, V., 2012. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall, **Experimental Thermal and Fluid Science**, **41**(0):51 – 58.
20. Cengel, Y.A. and Cimbala, J.M., 2008, 929p. Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw-Hill Companies Inc
21. Thianpong, C., Yongsiri, K., Nanan, K., and Eiamsa-ard, S., 2012. Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **39**(6):861 – 868.
22. Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O., and Altuntop, N., 2008. Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall, **Applied Energy**, **85**(10):988 – 1001.
23. Muthusamy, C., Vivar, M., Skryabin, I., and Srithar, K., 2013. Effect of conical cut-out turbulators with internal fins in a circular tube on heat transfer and friction factor, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **44**(0):64 – 68.
24. Moody, L.,F., 1944. Trans. ASME 66, 671.
25. Petukhov, B., S., Irvine, T., F., Harnett, J., P., 1970. Advances in Heat Transfer. Academic Press, New York.
26. Gnielinski, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, **Int. Chem. Eng**, **16**: 359-368
27. Blasius, H., 1913. Das Ahnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen in Fluissigkeiten, Forsch. Arb. Ing.-Wes., No:131, Berlin.
28. Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K., and Eiamsa-ard, S., 2010. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, **37**(5):560 – 567
29. Skullong, S., Thianpong, C., Promvonge, P. ve Wongcharee, K. (2019). Delikli türbülanslarla donatılmış bir ısı değiştirici tüpünde ısı transferinin iyileştirilmesinin deneysel araştırması. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, **129**, 479-490.

30. Sheikholeslam, S., Sheikholeslami, M. ve Ganji, DD 2020. Nanofluidlerle birleştirilmiş delikli türbülanslı akışta ısı transferinin iyileştirilmesi. **Uygulamalı Isı Mühendisliği**, 178.



ÖZGEÇMİŞ

Adı-Soyadı : Ayşenur SELVİ

Doğum Tarihi/Yeri :

Telefon :

E-posta :

Eğitim

İlköğretim : Mehmet Soysaraç İlköğretim Okulu

Ortaöğretim : Kocasinan 75.Yıl Cumhuriyet Anadolu Lisesi

Lisans : Erciyes Üniversitesi Makine Müh. Bölümü, Kayseri,2020

Sürekli Adres : Kemeraltı Mah. Çelebi Sokak Mekke Ap. Kat 5 b blok