

Farklı Kesitli Kaydırılmış Kısa İğne-Kanat Dizilimlerinin Isı Transferi ve Basınç
Kaybı Üzerine Etkisi

Hakan Emiralioğlu

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Temmuz 2019



The Effect of the Different Crosssectional Staggered Short Pin-Fin Arrays on the
Heat Transfer and Pressure Drop

Hakan Emiralioğlu

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

July 2019

Farklı Kesitli Kaydırılmış Kısa İğne-Kanat Dizilimlerinin Isı Transferi ve Basınç
Kaybı Üzerine Etkisi

Hakan Emiraliolu

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji - Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Doç. Dr. Mesut Tekkalmaz

Temmuz 2019

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Hakan Emiralioğlu'nun YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Farklı Kesitli Kaydırılmış Kısa İğne-Kanat Dizilimlerinin Isı Transferi ve Basınç Kaybı Üzerine Etkisi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oy birliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Mesut Tekkalmaz

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. Zekeriya Altaç

Üye : Doç. Dr. Mesut Tekkalmaz

Üye : Doç. Dr. Tolga Yasa

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih
ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım klavuzuna göre Doç. Dr. Mesut TEKKALMAZ danışmanlığında hazırlamış olduğum “Farklı Kesitli Kaydırılmış Kısa İğne-Kanat Dizilimlerinin Isı Transferi ve Basınç Kaybı Üzerine Etkisi” başlıklı tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik, ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 25/07/2019

Hakan EMİRALİOĞLU

ÖZET

Bu çalışmanın amacı farklı şekil ve dizilimlere sahip iğne-kanat yapılarının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisini tespit etmektir. Bu çalışma kapsamında; gaz türbinli motorlar için kritik konulardan biri olan türbin soğutma teknolojileri incelenmiştir. Dış ve iç soğutma teknolojileri hakkında genel hatları ile bilgiler verildikten sonra iğne-kanat soğutma konusu üzerinde durulmuştur. Daha sonra konu ile ilgili teorik bilgiler paylaşılmış olup, literatürdeki mevcut çalışmalar özetlenmiş ve literatür taraması sonucunda tespit edilen bir deneysel çalışma; analiz modelini doğrulama çalışması olarak kullanılmıştır. Yapılan doğrulama ve ağdan bağımsızlık çalışmalarıyla; uygulanan modelleme ve analiz yaklaşımının güvenilirliği tespit edilmiş olup, analiz matrisine göre farklı kesit, dizilim, boyut ve Reynolds Sayıları için analizler gerçekleştirilmiştir. Tüm bu çalışmalardan sonra ise; yapılan analizler sonucunda elde edilen bulgular paylaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gaz Türbin Motoru, Türbin Soğutma Teknolojileri, İç Soğutma, İğne-Kanat Soğutma

SUMMARY

The aim of this study was to determine the effect of pin-fins having different shapes and configurations on the heat transfer and pressure loss. This scope of work; turbine cooling technologies, which is one of the critical issues for gas turbine engines, were examined. Having provided general information about the external and internal cooling technologies, the pin-fin cooling is emphasized. Then the theoretical information about this topic has been shared and the current studies in the literature are summarized. One of the experimental studies which is determined as a result of literature review, was used for the validation of the analysis model. The reliability of the applied modeling and analysis approach was determined with verification and mesh independence work. For different cross-section, configuration, dimension and Reynolds numbers were analyzed according to the analysis matrix. After all these studies; the results obtained from the analysis were shared.

Keywords: Gas Turbine Engine, Turbine Cooling Technologies, Internal Cooling, Pin-Fin Cooling

TEŐEKKÖR

Bu alıŐma kapsamında; desteklerini benden esirgemeyen değerli danıŐmanım Do. Dr. Mesut TEKKALMAZ'a, kıymetli aileme ve TEI-TUSAŐ Motor Sanayii A.Ő.'den değerli çalışma arkadaşlarıma teŐekkÖrlerimi sunarım.

Hakan EMİRALİOğLU



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. TÜRBİN SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ	3
2.1. Dış Soğutma Yöntemleri.....	3
2.2. İç Soğutma Yöntemleri	4
2.2.1. Kanal içi soğutma	4
2.2.2. Çarpıtma ile soğutma.....	5
2.2.3. İğne-kanat soğutma yöntemi.....	7
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	9
4. METODOLOJİ VE YÖNTEM	16
4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	16
4.2. Doğrulama Test Düzenegi.....	21
4.3. Doğrulama Had Modeli.....	23
4.4. Ağdan Bağımsızlık Çalışmaları.....	31
4.5. Farklı Türbülans Modellerinin Etkisi.....	33
4.6. Problemin Tanımı ve Analiz Matrisi.....	34
4.7. Had Analiz Modeli.....	36
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	39
5.1. Akış Hızının Etkisi.....	39
5.2. İğne-Kanat Boyutunun Etkisi.....	43
5.3. İğne-Kanatların Birbirlerine Olan Mesafesinin Etkisi	46
5.4. İğne-Kanat Şeklinin Etkisi	49
5.5. En Etkili Parametreler	51
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	55
6.1. Çalışmanın Genel Değerlendirmesi.....	55
6.2. Planlanan Çalışmalar.....	56
KAYNAKLAR DİZİNİ	57

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Rotor giriş sıcaklığı ile özgül çekirdek gücü arasındaki ilişki (Han vd., 2013).	2
1.2. Türbin giriş sıcaklıklarının yıllara bağlı değişimi (Han vd., 2013).	2
2.1. Film soğutma yönteminin şematik gösterimi (Bunker, 2006).	3
2.2. Kanal içi soğutma teknolojileri ve kanatçık tipleri (Han ve Wright, 2006).	5
2.3. Soğutmalı bir NGV kesiti (Han ve Wright, 2006).	6
2.4. Çarpıtma ile soğutma yöntemi için tipik bir test modeli (Han ve Wright, 2006).	7
2.5. İğne-kanat soğutma yöntemi için tipik bir test modeli (Han ve Wright, 2006).	8
3.1. Metzger'in deney düzeneği (Metzger, 1982).	9
3.2. Yamuk kesitli iğne-kanat kanalı (Hwang ve Lu, 2000).	14
4.1. Metzger'in test düzeneği (Metzger, 1982).	22
4.2. Design modellerda model geometrisi.	23
4.3. Adiabatik iğne-kanat uç yaklaşımı (Incropera vd., 2013).	24
4.4. Adiabatik iğne-kanat uç yaklaşımına dair hesaplama detayları.	25
4.5. Model ağ yapısı.	28
4.6. $Re=3590, 24900$ ve 93500 için sıraya bağlı Nusselt sayısı değişimi.	29
4.7. $S/D=X/D=2.5$ için Reynolds Sayısına bağlı sürtünme katsayısı değişimi.	30
4.8. $Re=3590, 24900$ ve 93500 için farklı türbülans modelleri ile alınan çözümler.	33
4.9. Analiz geometrisi.	35
4.10. Altıgen kesitli iğne-kanat geometrisi.	36
4.11. $S/D=X/D=2.5$ analiz geometrisi ve model ağ yapısı.	37
4.12. Fluent model yüzey isimleri.	37
4.13. $S/D=X/D=2.5, Re=3590$ için iğne kanat yüzeylerindeki y^+ değerleri.	38
5.1. $S/D=X/D=2.5$ dizilimli analizler için sıraya bağlı Nusselt sayıları.	41
5.2. Farklı Reynolds sayılarındaki vektör hız görünümleri.	42
5.3. $S/D=2.5, Re=24900$ analiz modelleri için sıraya bağlı Nusselt sayıları.	44
5.4. $S/D=2.5, Re=24900$ analiz modelleri için vektör hız görünümleri.	45
5.5. $X/D=2.5, Re=3590$ analiz modelleri için sıraya bağlı Nusselt sayıları.	47
5.6. $X/D=2.5, Re=3590$ analiz modelleri için vektör hız görünümleri.	48
5.7. Farklı kesitli iğne-kanatların vektör hız görünümleri.	49
5.8. Farklı kesitli iğne-kanatların sıraya bağlı Nusselt değişimi.	50
5.9. Farklı boyut ve dizilimlerdeki sıraya bağlı Nusselt değişimi.	52
5.10. Farklı boyut ve dizilimlerdeki vektör hız görünümleri.	53

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. Duvar dibi akış bölgeleri.	19
4.2. Türbülans modelleri ve kullanım alanları (Soğancı vd., 2015).	20
4.3. Yapılan analiz çalışmaları kapsamında kullanılan hız değerleri.	26
4.4. $Re=93500$ için farklı türbülans yoğunluklarının Nusselt sayılarına etkisi.	26
4.5. $Re=3590$ için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.	31
4.6. $Re=24900$ için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.	32
4.7. $Re=93500$ için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.	32
4.8. Farklı türbülans modellerinin analiz sonuçlarına etkisi.	34
4.9. Problemin çözümünde kullanılan analiz durumları.	35
5.1. Akış giriş hızındaki artışın basınç farkına etkisi.	39
5.2. Akış giriş hızındaki artışın akış çıkış sıcaklığına etkisi.	40
5.3. Akış giriş hızındaki artışın toplam ısı transferine etkisi.	40
5.4. Akış giriş hızındaki artışın Nusselt sayısına etkisi.	41
5.5. İğne-kanat boyutunun Nusselt sayısına etkisi.	43
5.6. İğne-kanat boyutunun basınç farkına etkisi.	45
5.7. 08 nolu analiz sonuçları.	46
5.8. S/D oranının Nusselt sayısına etkisi.	46
5.9. S/D oranının basınç farkına etkisi.	48
5.10. $Re=24900$ için farklı iğne-kanat kesitinin basınç düşümüne etkisi.	50
5.11. Farklı kesitlerin iğne-kanat yüzey Nusselt sayısına etkisi.	51
5.12. Farklı boyut ve dizilimlerin iğne-kanat yüzey Nusselt sayısına etkisi.	52
5.13. Farklı boyut ve dizilimlerin iğne-kanat basınç düşümüne etkisi.	54

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
D	Hidrolik Çap (cm)
H	İğne-Kanat Boyu (cm)
P	Basınç (Pa)
T	Sıcaklık (K)
V	Akış Hızı (m/s)
X, S _L	Akış Doğrultusunda İğne-Kanatlar Arası Mesafe (cm)
Y, S _T	Akış Doğrultusuna Dik İğne-Kanatlar Arası Mesafe (cm)
c _p	Özgül Isı (kJ/kg.K)
d	İğne-Kanat Çapı (cm)
f	Sürtünme Katsayısı
h	Entalpi (kJ/kg)
r	Basınç Oranı
y+	Boyutsuz Duvar Uzaklığı
q	Isı (J)
w	İş (W)

Kısaltmalar

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
Re	Reynolds Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
NGV	Nozzle Guide Vane (Yüksek Basınç Türbini Sabit Kanatçığı)

Yunan Harfleri

<u>Yunan Harfleri</u>	<u>Açıklama</u>
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
μ	Dinamik Viskozite (N.s/m ²)
ν	Kinematik Viskozite (m ² /s)

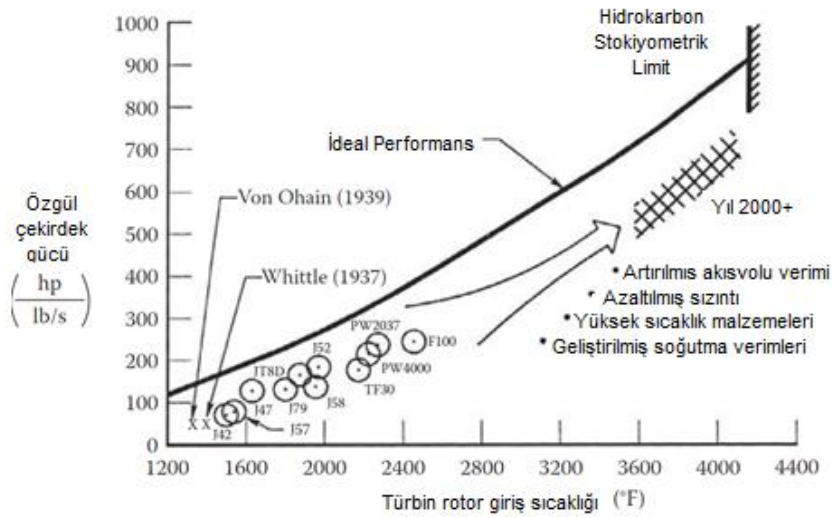
1 GİRİŞ VE AMAÇ

Bu bölümde; türbin soğutma teknolojileri nelerdir, türbin soğutma teknolojilerine neden ihtiyaç duyulmaktadır gibi konular hakkında genel hatlarıyla bilgiler verilmiştir.

Gaz türbinlerinin termal verimi, rotor giriş sıcaklıklarından etkilenmektedir. Bu sıcaklıklar yükseldikçe termal verim de artmaktadır. Fakat bu noktada bazı kısıtlayıcı etkenler söz konusudur. Malzemelerin dayanabilecekleri maksimum sıcaklıklar belirlidir ve çeşitli önlemler alınmadan malzemelerin bu yüksek sıcaklıklar altında uzun süre çalışabilmeleri mümkün değildir. Bu yüzden türbin bıçakları soğutulmakta ve kaplama malzemeleri ile kaplanmaktadır.

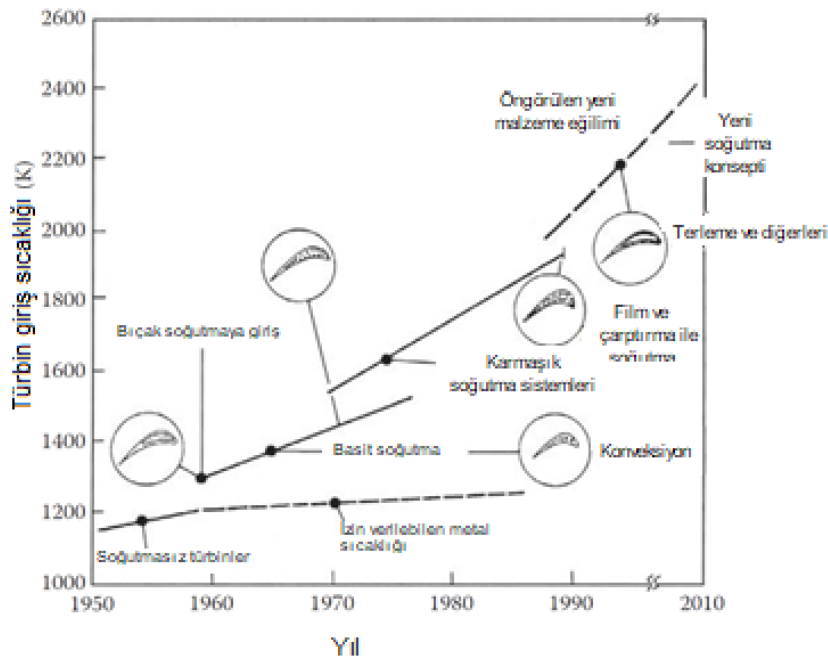
Türbin soğutma yöntemleri; dış ve iç soğutma yöntemleri olmak üzere iki ana başlık altında incelenebilir. Soğutma için gereken hava kompresör kademelerinden çekilmektedir. Fakat türbin bıçaklarını soğutmak için çekilen bu hava, motorda belirli bir oranda performans kaybına sebep olacağı için türbin soğutma uygulamalarında mümkün olan en az hava ile en etkin soğutma amaçlanmaktadır. Bu durum; türbin soğutma teknolojilerinin önemini ortaya koymaktadır.

Şekil 1.1.'den görüldüğü üzere rotor giriş sıcaklıkları yükseldikçe özgül çekirdek gücü de artmıştır. 1937 ve 1939 yıllarındaki Whittle ve Von Ohain'in motorlarının dayanabilecekleri maksimum rotor giriş sıcaklıkları 1300 K civarında iken günümüzdeki motorlar; artan akış yolu verimleri, azaltılmış sızıntılar, yüksek sıcaklıklara dayanabilecek malzeme teknolojileri ve artırılmış etkin soğutma teknolojileri sayesinde daha yüksek rotor giriş sıcaklık değerlerine ulaşmakta ve daha yüksek güç sağlamaktadırlar (Han vd., 2013).



Şekil 1.1. Rotor giriş sıcaklığı ile özgül çekirdek gücü arasındaki ilişki (Han vd., 2013).

Şekil 1.2.'den görüldüğü üzere 1960'lı yılların öncesinde türbin soğutma uygulamaları yoktu ve türbin giriş sıcaklıkları, malzemelerin dayanabilecekleri maksimum sıcaklık değerleri ile sınırlıydı. Fakat 1960'lı yıllardan itibaren uygulanan soğutma teknolojilerinin de etkisiyle türbin giriş sıcaklık değerleri artmıştır. Özellikle 90'lı yıllardan itibaren soğutma ve malzeme teknolojilerindeki gelişmelerin de etkisiyle bu sıcaklık değerleri günümüzde 2000 K mertebelerine kadar ulaşmıştır (Han vd., 2013).



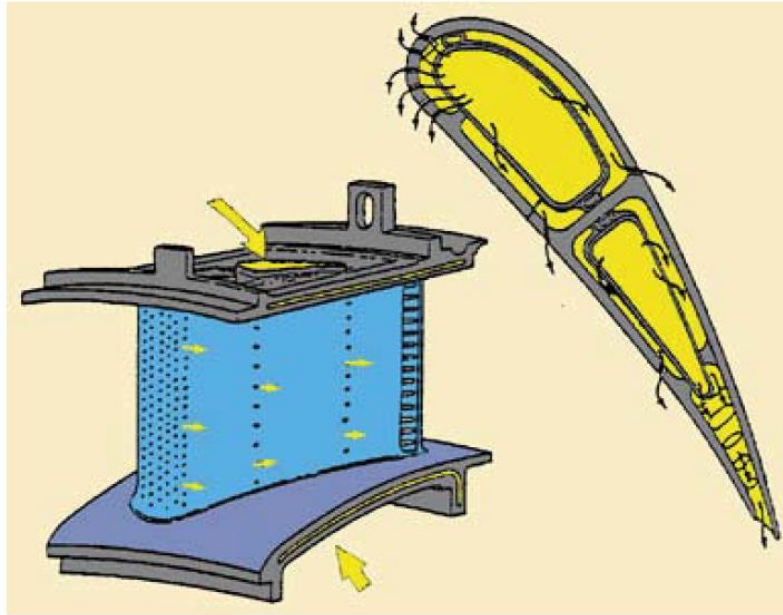
Şekil 1.2. Türbin giriş sıcaklıklarının yıllara bağlı değişimi (Han vd., 2013).

2 TÜRBİN SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ

Gaz türbinli motorların ideal termodinamik çevrimi olan, Ideal Brayton Çevrimine göre en yüksek akışkan sıcaklığı türbin girişinde gözlenmektedir. Ana akış yolunda yüksek sıcaklıktaki havaya doğrudan maruz kalması sebebiyle ısınan türbin metallerinin soğutulabilmeleri amacıyla geliştirilen yöntemlere türbin soğutma teknolojiler denilmektedir. Bu yöntemler; dış ve iç soğutma yöntemleri olarak iki ana başlık altında incelenmiştir.

2.1 Dış Soğutma Yöntemleri

Dış soğutma yöntemlerinin bir diğer ismi de film soğutmadır. Bu yöntemde, kompresör kademelerinden çekilerek türbin bıçağının içerisindeki kanallardan geçirilen hava; bıçak hücum kenarına belirli çaplarda ve açılarda açılan deliklerden dışarıya doğru geçirilerek türbin bıçağı ile ana akış yolundaki yüksek sıcaklıktaki gazlar arasında bir film tabakasının oluşması sağlanır. Bu film tabakası sayesinde yüksek sıcaklıktaki gazlardan türbin metaline ısı transferi azaltılmış olur. Şekil 2.1.'de bu yönteme dair şematik bir görsel görülmektedir.



Şekil 2.1. Film soğutma yönteminin şematik gösterimi (Bunker, 2006).

Film soğutma yönteminin performansını etkileyen çeşitli faktörler aşağıda belirtildiği gibi özetlenebilir.

- Delik çapı,
- Delikler arası mesafe,
- Delik yüksekliği,
- Delik açısı ve
- Soğutucu akışkanın yani havanın debisi.

Ancak film soğutma yönteminin performansı, yalnızca bu faktörlere bağlı değildir. Bunlarla beraber, soğutucu ve ana akış özellikleri ile türbin bıçağının geometrisi de film soğutma yönteminin performansını etkilemektedir.

2.2 İç Soğutma Yöntemleri

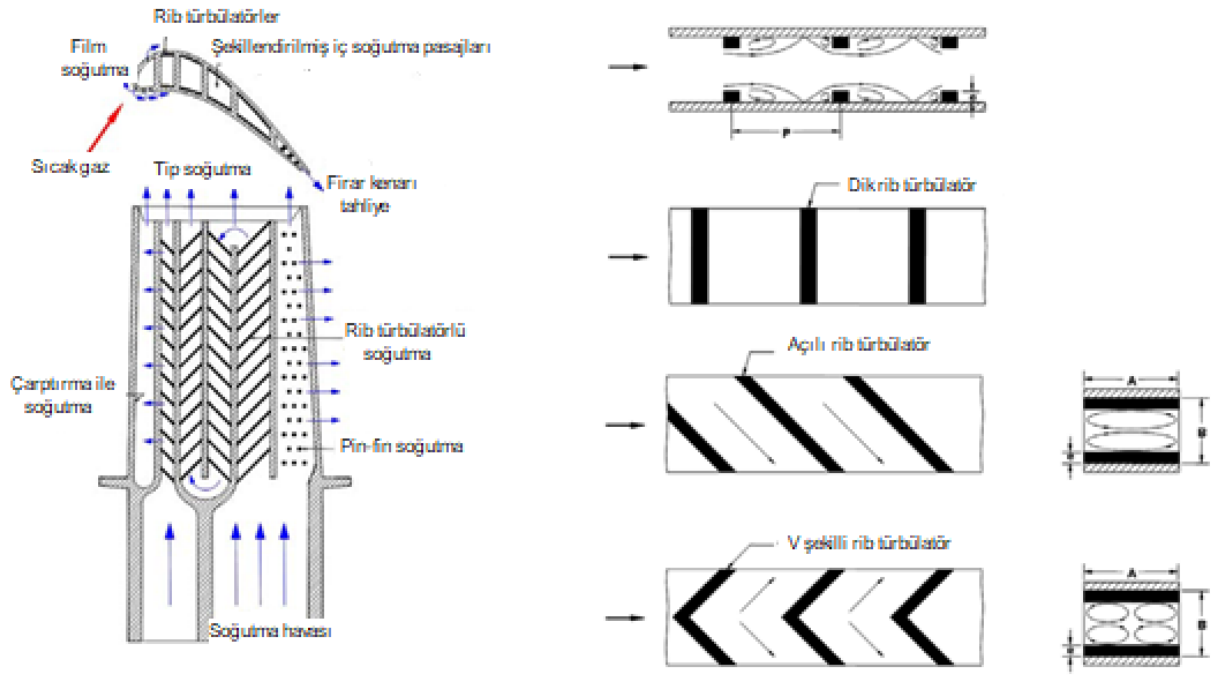
İç soğutma yöntemleri üç çeşittir. Bunlar;

- Kanal içi soğutma,
- Çarpıtma ile soğutma,
- İğne-kanat soğutma yöntemleridir.

Bu tez çalışması kapsamında iğne-kanat soğutma yöntemi detaylı olarak incelenmiştir.

2.2.1 Kanal içi soğutma

Kanal içi soğutma yöntemi, türbin bıçağı içerisindeki soğutma kanallarında sıklıkla uygulanan bir yöntemdir. Bu yöntemin mantığı, soğutma kanalları içerisindeki akışın yönünün bozularak türbülans yaratılması suretiyle ısı transferini artırmaktır. Ayrıca kanal içerisine eklenen kanatçıklar sayesinde akış ile temas eden metalin yüzey alanının artacağı ve bu durumun da ısı transferine olumlu yönde bir etkisinin olacağı düşünülebilir. Şekil 2.2.'de kanal içi soğutma yöntemi gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Kanal içi soğutma teknolojileri ve kanatçık tipleri (Han ve Wright, 2006).

Kanal içi soğutma yönteminin performansını etkileyen faktörler;

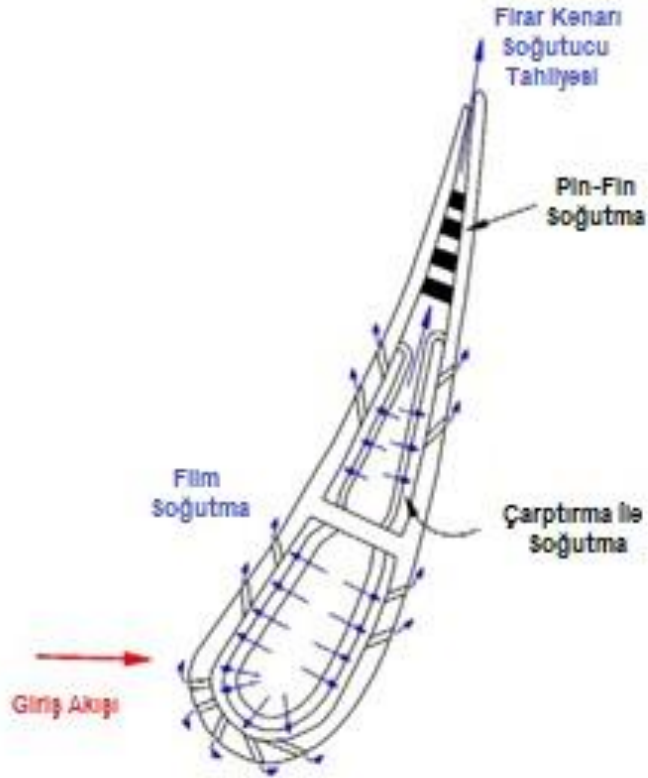
- Kanalın en/boy oranı,
- Kanatçık yapılandırması ve
- Soğutucu akışkanın(havanın) debisi şeklinde özetlenebilir.

Kanal içi soğutma yöntemi de yalnızca bu faktörlere bağlı değildir. Bunlarla beraber, başka faktörlerden de etkilenebilmektedir.

2.2.2 Çarpıtma ile soğutma

Çarpıtma ile soğutma yöntemi; türbin bıçaklarının hücum kenarında yaygın olarak uygulanan bir yöntemdir. Hücum kenarında uygulanmasının sebebi, bu bölgenin diğer bölgelere göre göreceli olarak daha fazla ısı yüküne maruz kalması ve bu bölgedeki cidar kalınlıklarının nispeten fazla olmasıdır. Çarpıtma ile soğutma yönteminde, etkin bir şekilde türbin bıçağının soğutulması sağlanabilmektedir. Bu yöntemin mantığı; kanatçığın içerisindeki serpantin kanallarının haricinde, dar bir toleransla yerleştirilen ikinci bir ilave kanal ve bu kanalın yüzeylerine açılan deliklerden geçirilen yüksek hızlı soğutucu

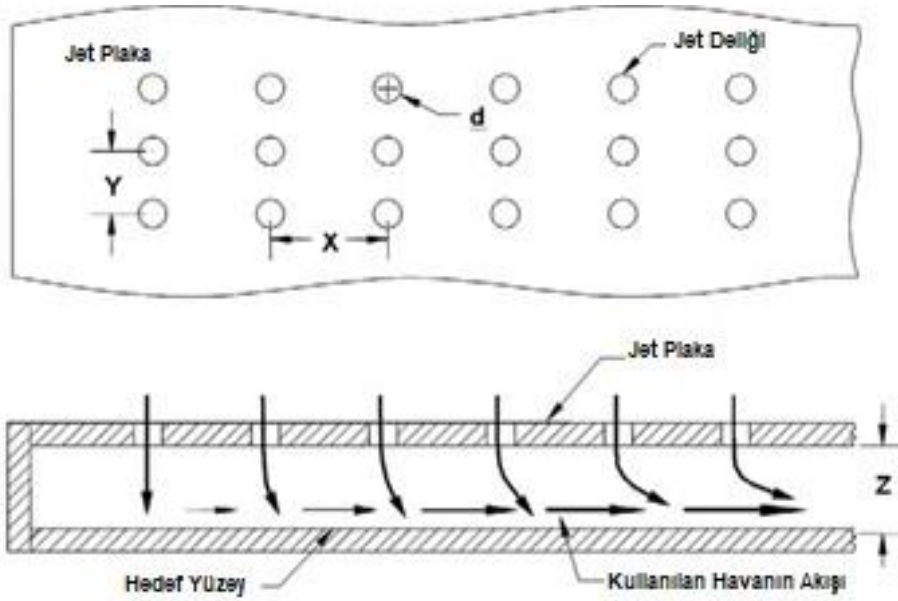
akışkanın sıcak yüzeye çarptırılması suretiyle sıcak yüzeyden ısı çekilmesi prensibine dayanmaktadır. Şekil 2.3.'te bahsedilen yöntem görülmektedir.



Şekil 2.3. Soğutmalı bir NGV kesiti (Han ve Wright, 2006).

Şekil 2.4.'ten de görülebileceği üzere çarpıtma ile soğutma yönteminin performansı;

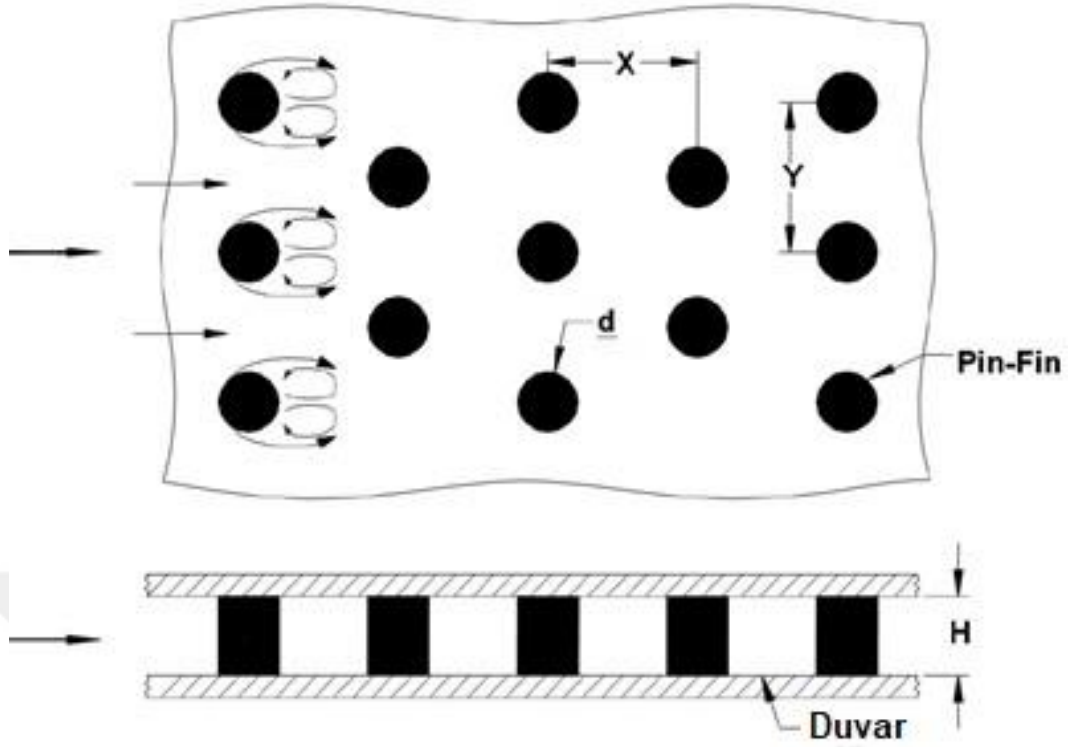
- Jet deliklerinin boyut ve dağılımlarına,
- Soğutma kanalının kesitine ve
- Hedef yüzeyin şekline bağlıdır (Han ve Wright, 2006).



Şekil 2.4. Çarpıtma ile soğutma yöntemi için tipik bir test modeli (Han ve Wright, 2006).

2.2.3 İğne-kanat soğutma yöntemi

İğne-kanat soğutma yöntemi; türbin bıçaklarının firar kenarlarında uygulanan bir soğutma yöntemidir. Firar kenarlarında uygulanmasının sebebi, çok dar olan bu bölge için en uygun soğutma tekniğinin iğne-kanat kullanımı olmasıdır. Bu yöntemin temel mantığı, türbin bıçaklarının çok dar olan firar kenarlarına çeşitli dizimlerde ve şekillerde iğne-kanatların yerleştirilerek türbülans yaratılması suretiyle akışın bozulması ve bu sayede ısı transfer katsayısı artırılarak yüksek sıcaklıktaki metalden ısı çekilmesi prensibine dayanır. Aynı zamanda eklenen bu iğne-kanatlar, uzatılmış yüzey etkisi de göstererek ısı transferi yüzey alanının artmasını sağlarlar. Fakat bu yöntemde istenilmeyen bir durum olan basınç kaybı da meydana gelmektedir. Firar kenarlarında iğne-kanat kullanımı, ısı transferini artırırken aynı zamanda yüzey sürtünme katsayısını ve basınç düşümünü de artırmaktadır. Bu yüzden ısı transferini artırırken, basınç düşümü ve yüzey sürtünme katsayısını artırmayacak veya çok az artıracak seçenekler üzerinde araştırma çalışmaları sürmektedir. Şekil 2.5.'te iğne-kanat soğutma yöntemi için tipik bir test modeli görülmektedir.



Şekil 2.5. İğne-kanat soğutma yöntemi için tipik bir test modeli (Han ve Wright, 2006).

İğne-kanat soğutma yönteminin performansına etki eden faktörler;

- İğne-kanat dizilimi,
- İğne-kanat şekli ve
- İğne-kanatın uygulandığı kanal kesiti şeklinde özetlenebilir.

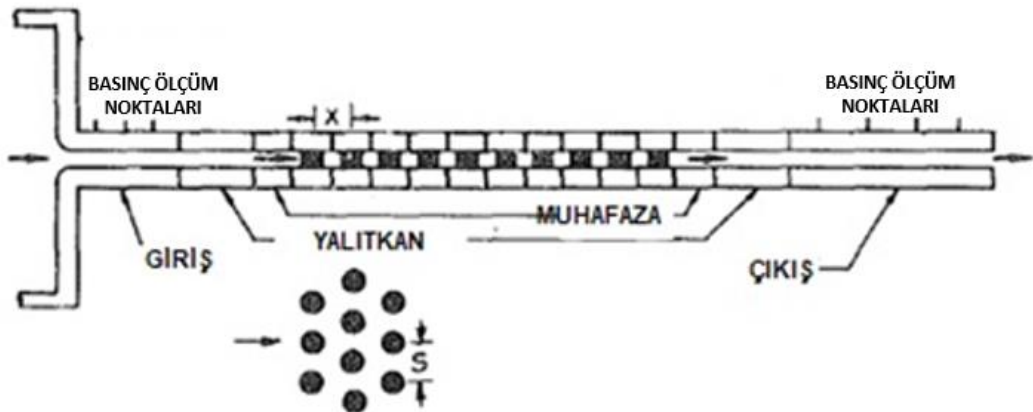
3 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İğne-kanat soğutma teknolojisi ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir. Literatürde yer alan çalışmalar aşağıdaki başlıklar altında gruplandırılabilir.

- İğne kanat dizilimi ve iğne kanatlar arasındaki mesafenin ısı transferine etkisi
- İğne kanat boyutu ve iğne kanat şeklinin ısı transferine etkisi
- Firar kenarından hava tahliyesinin iğne kanatlardaki ısı transferine etkisi

Bahsi geçen çalışmalarda ısı transferine etkisi incelenen ana parametreler; Reynolds sayısı, iğne kanatlar arasındaki yatay ve düşey mesafeler, iğne-kanat dizilimleri, iğne kanat çapları, iğne kanat-duvar arasındaki radyüs etkisi, iğne kanat-duvar arasındaki boşluk etkisi, iğne kanat şekli ve tahliye deliklerinden hava tahliyesinin iğne-kanatlardaki ısı transferine etkisidir.

Metzger vd. (1982) sabit ve H yüksekliğindeki bir kanal kesiti boyunca rastgele olarak dizilmiş kısa iğne-kanatlarda akış yolu boyunca gözlenen ısı transferini incelemişlerdir. Deneylerini iki farklı durum için icra etmişlerdir. Birinci durum $D=0.508$ cm iken $S/D=2.5$, $X/D=2.5$, $H/D=1$ dizilimindeki iğne-kanat yapılandırması, ikinci durum ise $D=0.846$ cm iken $S/D=2.5$, $X/D=1.5$, $H/D=1$ dizilimindeki iğne-kanat yapılandırmasıdır. Şekil 3.1.'de bahsedilen deney düzeneği görülmektedir.



Şekil 3.1. Metzger'in deney düzeneği (Metzger, 1982).

Yapılan deneyler sonucunda her iki durum için de Reynolds sayılarındaki artışın Nusselt sayılarını artırıcı yönde bir etkisinin bulunduğu, iğne-kanatlardan ısı transferinin önce ilk birkaç sıra boyunca artma eğilimi, sonrasında ise hafifçe azalma eğilimi gösterdiği gözlenmiştir. Ayrıca iğne-kanatlardan en yüksek ısı transferi değerleri; $X/D=2.5$ olduğu durumda 3. sıradan önce, $X/D=1.5$ olduğu durumda ise 5. sıradan önce gözlenmiştir.

Chyu vd. (1998) iğne kanatçık yüzeyinde ve duvardaki ısı transfer katsayılarının gerçek büyüklüklerini incelemek için deney çalışmaları yürütmüşlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; iğne-kanat yüzeyindeki ısı transferinin duvarlardaki ısı transferine oranla %10-20 kadar daha yüksek olduğu görülmüştür.

VanFossen (1982) kaydırılmış sıralı dizilmiş kısa iğne-kanatlar için ısı transferi verisi elde etmek ve literatürde yer alan verileri türbin soğutma teknolojilerine uygulamak için deneysel çalışmalarda bulunmuştur. VanFossen, deneylerinde iki farklı model geometrisi kullanmıştır. Bu modellerden biri geniş model, diğeri de küçük modeldir. Geniş modelde iğne kanat çapları $D=0.635$ cm olup iğne kanatlar birbirlerine $4D$ mesafede dizilmişlerdir ve yükseklikleri de $2D$ 'dir. Geniş modelin üç farklı varyasyonu test edilmiştir. Bunlardan biri; duvara dik olarak yerleştirilmiş bakır iğne-kanatlar, diğeri; duvara dik olarak yerleştirilmiş odun iğne-kanatlar ve sonuncusu ise; duvara eğimli olarak yerleştirilmiş bakır iğne-kanatlardır. Küçük modelde ise iğne kanat çapları $D=0.3175$ cm olup, iğne kanatlar birbirlerine $2D$ mesafede dizilmişlerdir ve yükseklikleri de $0.5D$ 'dir. Bütün iğne-kanat yapılandırmaları akış yönünde 4 sıra halinde dizilmişlerdir. Ayrıca iğne-kanat içermeyen iki düz plaka da test edilmiştir. Deneyde kullanılan Reynolds Sayısı aralığı; $300 < Re < 60\ 000$ 'dir.

Yapılan deneyler sonucunda ise şu sonuçlara varılmıştır;

- Kısa iğne kanatçıklardan ısı transferi, literatürde mevcut olan uzun iğne-kanatlara göre daha düşüktür.
- İğne-kanat yüzeyindeki ısı transfer katsayısı, duvardakine oranla %35 daha yüksektir.
- Eğimli iğne-kanatlardaki ortalama ısı transfer katsayıları duvara dik iğne-kanatlara göre neredeyse aynıdır. Fakat analitik olarak, iğne-kanatların

eğimli olmasının yzeye alanını artıracadı ve bunun da efektif ısı transferini artıracadı gürlmüştür.

- Kısa iğne-kanatlardaki ısı transferi, iğne-kanatsız düz kanaldaki ısı transferine oranla daha yüksektir.

Arora ve Abdel-Messeh (1989) kısmi uzunluklu iğne-kanatların ısı transferine etkisini görebilmek üzere çeşitli deneysel çalışmaları yürütmüşlerdir. Bu çalışmalar kapsamında deney verilerini 25:1 en boy oranına sahip kanal içerisinde elde etmişlerdir. Deneylerinde üç farklı yapılandırma kullanmışlardır. Bu deneyler kapsamında 10 sıra iğne-kanat için sıraya bağlı bölgesel ısı transferi verisi elde edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalara göre; kısmi uzunluklu iğne-kanatlarda, iğne-kanatlı yüzeydeki ısı transferi, iğne-kanatsız yüzeydeki ısı transferine oranla daha yüksektir. Ayrıca kısmi uzunluktaki iğne-kanat yapılandırmasında, iğne kanat-duvar arası boşluktaki artışın ısı transferine etkisi de incelenmiştir. İğne-kanatlı yüzeydeki ısı transferi bu boşluk mesafesinden etkilenmezken, iğne-kanatsız yüzeydeki ısı transferi bahsedilen boşluk mesafesindeki artışa bağlı olarak azalmıştır. Yani bir diğer ifade ile iğne kanat boyu kısaldıka iğne-kanatsız yüzeydeki ısı transferi de azalmıştır. Ayrıca; her iki duvar için de iğne-kanat yüksekliğinin azalmasının yani bir diğer ifade ile aradaki boşluğun artmasının ısı transferi üzerindeki etkisi aynıdır ve bu etki Nusselt sayısını azaltıcı yönde bir etkidir. Kısmi uzunluklu iğne-kanat yapılandırmalarında, iğne kanat-duvar arasındaki boşluk mesafesindeki artışın, sürtünme katsayısını azalttığı gürlmüştür. Özetle, yapılan deneysel çalışmalar sonucunda Arora ve Abdel-Messeh kısmi uzunluklu iğne-kanat kullanmanın ısı transferini ve yüzey sürtünme katsayısını azaltacağını görmüşlerdir.

Metzger vd. 1984 yılında iğne kanat şeklinin ve dizilim düzeninin ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini inceleyebilmek üzere çeşitli deneyler yapmışlardır. Bu deney düzeneklerinden bir tanesi; çeşitli dizilimlerde akışa dik dairesel kesitli iğne-kanatlar ile diğer i se çeşitli dizilimlerde akışa dik kenarları yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli iğne-kanatlar ile kurulmuştur.

Yapılan deneyler sonucunda;

- Dairesel kesitli iğne-kanatlarda dizilim şeklinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin küçük olduğu,
- Dikdörtgensel kesitli iğne-kanatlarda ısı transferinin dairesel kesitli iğne-kanatlara oranla %20, basınç düşümünün ise %100 daha fazla olduğu ve
- İğne-kanat yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı değerlerinin, duvarlardaki değerlere göre yaklaşık 2 kat daha fazla olduğu görülmüştür.

Chyu 1990 yılında yayınladığı çalışmada kısa iğne-kanat dizilimlerinde iğne-kanat ile duvar arasındaki radyüsün ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini göstermiştir. Yapılan çalışma kapsamında deneyler radyüslü ve radyüssüz dairesel kesitli iğne-kanatlar ile hem düzgün dizilim hem de rastgele dizilim yapılandırmaları için icra edilmişlerdir.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda;

- Genel ısı taşınım katsayısı eğilimlerinin radyüstan ziyade, dizilim oryantasyonundan daha fazla etkilendiği ve en yüksek ısı transferi değerlerinin kaydırılmış sıralı dizilimlerde gözleendiği,
- Ancak radyüslerin da ısı taşınım katsayısını azaltırken, basınç düşümünü artırdığı görülmüştür.

Goldstein vd. 1994 yılında duvar dibi çapları eşit ve orta kısmındaki çapları daha küçük şekildeki iğne-kanatları deneysel olarak test etmişlerdir. Bu şekildeki basamaklı iğne-kanat yapısının; türbülans seviyesini artıracakını, bu durumun da ısı transferini artıracakını ve basınç kaybını azaltacakını düşünerek, bu düşünceyi deneysel yöntemlerle doğrulamak istemişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; basamaklı iğne-kanat yapısının düz iğne-kanat yapısına oranla ısı transferini artırdığı ayrıca basınç düşümünü de azalttığı görülmüştür.

Chyu vd. 1998 yılında iğne kanat şeklinin ve diziliminin ısı transferi ile basınç düşümüne etkisini incelemek üzere deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Yaptıkları deneylerde küp ve elmas şekilli iğne-kanat elemanlar kullanmışlardır. İğne-kanat dizilimleri 7 sıra ve 5 sütundan oluşmaktadır. Yapılan deney sonuçları göstermiştir ki en

yüksek ısı transferi küp şekilli iğne kanatçıklardan, sonrasında ise elmas şekilli iğne-kanatlardan gözlenirken en düşük ısı transferi dairesel kesitli iğne-kanatlarda gerçekleşmiştir. Ayrıca en yüksek basınç düşümü de elmas şekilli iğne-kanatlarda gözlenmiştir. Rastgele dizilim, daha yüksek ısı transferi ve basınç düşümüne sebep olmuştur. Sıraya bağlı ısı transferi eğilimleri ise dairesel kesitli iğne-kanatlara benzerdir.

Metzger vd. 1986 yılında değişken iğne-kanat çaplarının, değişken iğne-kanat mesafelerinin ve akış kanal yüksekliğinin sabit değil de daralan şekilde olmasının ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir.

Yapılan deneyler sonucunda;

- Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı,
- İğne-kanat diziliminin ilk 3-5 sırası boyunca Nusselt sayısının arttığı fakat sonrasında hafifçe azaldığı,
- İğne-kanat diziliminde arada boşluk bırakıldığı durumda, o boş kısımda Nusselt sayısının azaldığı,
- İğne-kanatlar arasındaki mesafe arttıkça, Nusselt sayısının azaldığı ve
- Akışın geçtiği kanal yakınsadıkça Nusselt sayısının arttığı görülmüştür.

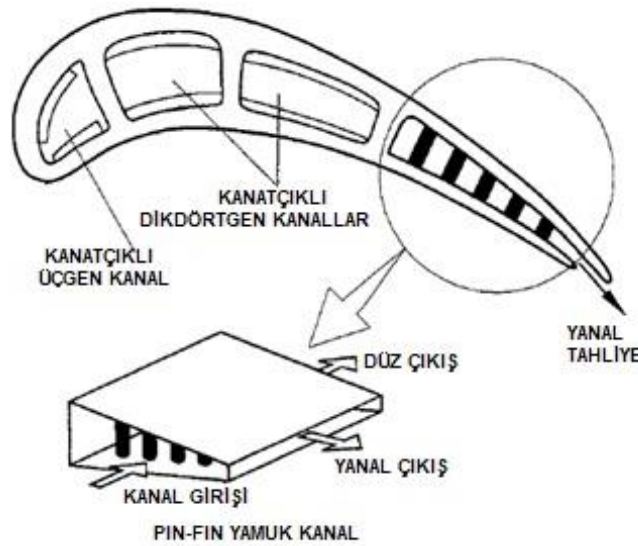
1990 yılında Kumaran vd. firar kenarındaki tahliye deliği uzunluğunun iğne-kanat ısı transferine, basınç düşümüne ve kütleli debiye etkisini araştırmışlardır. Deneylerini üç farklı durum için icra etmişlerdir. Birinci durum; tahliye deliği olmaksızın yalnızca radyal deliğin bulunduğu kanal içerisinden akış, ikinci durum; kısa tahliye deliği ile birlikte radyal deliğin bulunduğu kanal içerisinden akış ve üçüncü durum; uzun tahliye deliği ile birlikte radyal deliğin bulunduğu kanal içerisinden akıştır.

Yapılan deneyler sonucunda;

- Yalnızca düz akışlı durumda, kanal kesit alanı ve akış yönündeki iğne-kanat sayısı ısı transferi ile basınç düşümünü önemli ölçüde etkileyebildiği,
- Yalnızca düz akışlı durumdaki ısı transferinin, yanal akışın da olduğu durumlara göre her zaman için daha yüksek olduğu,

- Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı,
- Tahliye deliklerinden çıkan debinin, radyal mesafe arttıkça azaldığı ve
- Radyal mesafe arttıkça, radyal deliklerden çıkan debinin de azaldığı görülmüştür.

Hwang ve Lu 2000 yılında yanıl tahliye deliklerinden geçen akışın daralan kesitli kanaldaki ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmada deney parametreleri olarak, yanıl akış tahliyesini, iğne kanat şeklini(kare, elmas ve silindir şeklinde) ve Reynolds sayısını değiştirmişlerdir. Deneyde kullanılan kanal kesiti şematik olarak Şekil 3.2.'de görülmektedir.



Şekil 3.2. Yamuk kesitli iğne-kanat kanalı (Hwang ve Lu, 2000).

Sonuçlar göstermiştir ki;

- Tahliye debisi arttıkça yanıl çıkış bölgelerindeki bölgesel ısı transferi artmaktadır,
- İğne kanat şekline bağlı olarak en iyi ısı transferi kare kesitli iğne-kanatlarda, sonrasında elmas şekilli iğne-kanatlarda, en kötü ısı transferi ise silindirik şekilli iğne-kanatlarda gözlenmiştir.
- Ayrıca en büyük basınç düşümü kare kesitli iğne-kanatlarda gözlenirken, en düşük basınç düşümü silindirik şekilli iğne-kanatlarda gözlenmiştir.

Willett ve Bergles 2002 yılında dar kesitli iğne-kanat kanallarındaki ısı transferi üzerindeki türbin bıçağının dönme etkisini incelemişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda; iğne-kanat kanalındaki genel ısı transferi artışının döner sistemlerde, sabit sistemlere göre daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır.

Willett ve Bergles'e benzer olarak 2003 yılında Wright, Lee ve Han da iğne-kanatlı ve iğne-kanatsız dar kanallardaki ısı transfer katsayısı üzerindeki dönmenin etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda tüm durumlar için, türbin bıçağının dönmesinin ısı transfer katsayısını yükseltici yönde bir etkisinin olduğunu ortaya koymuşlardır.



4 METODOLOJİ VE YÖNTEM

Bu bölümde, gerçekleştirilen analiz çalışmasında uygulanan metot ve yöntemler anlatılmıştır. Bunun için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemleri, Navier-Stokes Denklemleri ve Türbülans modelleri hakkında genel bilgiler verilmiştir.

4.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır: deney yapma ve hesaplama. Bunlardan ilki, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka yerlerde test edilecek modellerin yapımını gerektirirken, ikincisi diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal çözülmesini içerir. Günümüz mühendisleri; hem deneysel analizi hem de HAD analizini kullanırlar ve bu iki yaklaşım birbirini tamamlar. Ayrıca sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlerini doğrulamak için deneysel veriler kullanılır. HAD, daha sonra, dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deneysel test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır. HAD ile laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, uygulamadaki türbülanslı akışları türbülans modellerini kullanmaksızın çözmek imkansızdır (Çengel ve Cimbala, 2012).

HAD ile çözülmesi gereken denklemler; kütle korunum denklemi (süreklilik) ve momentum (transport) denklemleridir. Bu denklemler; türbülanslı akış durumu için aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi en genel hali ile aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0$$

(4.1)

Zamandan bağımsız, sıkıştırılamaz akışkanlar için ise süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Realizable k-epsilon modeli için transport denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} &= \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] &+ \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Bu denklemlerde G_k ; ortalama hız gradyanları sebebiyle türbülans kinetik enerji üretimini temsil eder. G_b ; ‘buoyancy’ yani yerçekimi etkisi sebebiyle türbülans kinetik enerji üretimini temsil eder. Y_M ; sıkıştırılabilir türbülanslı akıştaki dalgalı genişlemenin, toplam yok olma oranına katkısını temsil eder. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$, sabit sayılardır. σ_k ve σ_ε ; k ve ε için türbülans Prandtl numaralarıdır. S_k ve S_ε ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Bir HAD probleminde eğer ısı transferi de çözülmek isteniyorsa; enerji denklemleri de çözdürülmelidir. En genel hali ile enerji denklemleri aşağıda belirtildiği gibidir (FLUENT, 2016).

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla [V(\rho E + \rho)] = \nabla \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + \tau_{eff} V \right] + S_h \quad (4.4)$$

Burada; eşitliğin solundaki ilk terim; eşitliğin zamana bağlı olup olmamasını, ikinci terim konveksiyonu ifade etmektedir. Eşitliğin sağındaki ilk terim ise; iletim, difüzyon ve viskoz yok olmayı ifade etmektedir. S_h terimi ise kaynak terimidir.

Enerji denklemini aşağıdaki hali ile biraz daha açabiliriz (Versteeg vd., 2007).

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -div(\rho u) + \left[\begin{array}{l} \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \\ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \\ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \end{array} \right] + div(kgradT) + S_E \quad (4.5)$$

HAD çözümünde ilk adım hesaplama bölgesindeki akış değişkenlerinin (hız, basınç, vb.) hesaplanacağı hücreleri tanımlayacak bir ağ oluşturmaktır. Bu ağ yapısına grid ya da ızgara da denilmektedir. Yukarıda bahsedilen denklemler, başlangıç değerleri ve sınır koşulları kullanılarak, oluşturulan ağ yapısının her bir eleman için nümerik olarak çözülmektedir.

Türbülanslı akışlarda duvar dibi çözümleri oldukça önemlidir. Duvar dibindeki viskoz etkilerin doğru şekilde hesaplanabilmesi veya yaklaşık bir çözümün elde edilmesi için uygun yaklaşımlar yapılmalıdır. Bu yaklaşımların temelinde duvar dibindeki akışın doğru değerlendirilmesi ve akışa etki eden faktörlere göre bölgelere ayrılması yatmaktadır. Duvara en yakın ve viskoziteye bağlı kayma gerilmelerinin en etkin olduğu bölgeye viskoz katman denmektedir. Bu bölgede akışkan özellikleri bilinerek duvardan uzaklığa bağlı hız dağılımı doğrusal bir denklemle ($u^+ = y^+$) bulunabilir. Bundan sonra tampon bölge, daha yukarıda ise tam türbülanslı bölge ya da log kanunu bölgesi denilen bölge bulunmaktadır. Log kanunu bölgesinde duvardan uzaklığa bağlı hız dağılımı ‘duvar kanunu’ şeklinde isimlendirilen logaritmik bir denklem ($u^+ = \ln(y^+) / K + C$) vasıtasıyla bulunabilmektedir. Tampon bölgede ise ne yazık ki duvardan uzaklık ile hız arasında tutarlı bir ilişki tespit edilemediğinden her iki yaklaşım da görece fazla hatalı sonuçlar vermektedir (Soğancı vd., 2015).

y^+ , akışkan özelliklerinin yanı sıra duvardan uzaklık ve kayma gerilmesine de bağlı boyutsuz bir değerdir. Kayma gerilmesi de hıza bağlı olduğundan y^+ ile hız arasındaki ilişkinin yinelemeli bir yaklaşımla tespit edilmesi gerektiği bir kez daha ortaya çıkmaktadır. y^+ değerinin önemli olan anlamı ise yukarıda bahsedilen duvar dibi akış

bölgelerinin y^+ değerine bağlı olarak birbirlerinden ayrılmalarıdır. y^+ duvardan uzaklığa bağlı olduğundan duvardan uzaklaştıkça artar ve sırasıyla bölgeler ile y^+ arasındaki ilişki Çizelge 4.1.'de verilmiştir (Soğancı vd., 2015).

Çizelge 4.1. Duvar dibi akış bölgeleri.

y^+	Bölge	Geçerli Denklem
$0 < y^+ < 5$	Viskoz Katman	$u^+ = y^+$
$5 < y^+ < 30$	Tampon Bölge	-
$30 < y^+ < 500$	Tam Türbülanslı Bölge	$u^+ = \ln(y^+) / K + C$

Çizelge 4.1. göz önünde bulundurularak bir HAD yazılımı kullanılırken yapılması gereken doğru eşleştirmeyi sağlamaktır. Şöyle ki; duvar dibine yerleştirilen ilk sayısal ağ elemanı yeterince küçük olursa y^+ değeri 0 ila 5 arasına çekilerek bu elemanın viskoz katmanda olması sağlanabilir. Bu, duvar dibi için yapılabilecek en hassas çözümdür. Benzer şekilde duvar dibinde biraz daha büyük bir sayısal ağ kullanılarak y^+ değerinin 30 ila 500 arasında olması sağlanabilir ve bu durumda da yazılım ‘duvar kanunu’ kullanarak çözüm gerçekleştirecektir. Bu, viskoz katman çözümüne göre daha az hassas ama yine de doğru bir çözümdür. y^+ değerinin 5 ila 30 arasında olması ise hiç istenmeyen bir durumdur. Zira bu durumda duvardan uzaklık ile hız arasındaki çözümle ilgili net bir sonuca varılamayacak ve bu da çözümün genelini ciddi anlamda olumsuz olarak etkileyecektir (Soğancı vd., 2015).

y^+ değerlerinin tahmini için aşağıdaki denklemler kullanılabilir (Soğancı vd., 2015)

$$\text{Kanal içi akışlarda; } \frac{\Delta y}{y^+} \approx 5.06 D_h \text{Re}^{-7/8} \quad (4.6)$$

$$\text{Düzlemler üzerindeki akışlarda; } \frac{\Delta y}{y^+} \approx 8.6 L \text{Re}^{-13/14} \quad (4.7)$$

Türbülanslı akışlar tamamen anlaşılamayan ve klasik fizikte çoğunlukla anlamlı şekilde çözümlenemeyen problemleri teşkil eden akışlardır. Öte yandan bu tip akışlar birçok mühendislik dalında ve ürününde önemli yerler tuttuklarından belli bir mühendislik hassasiyetiyle çözümlenmeleri üzerine önemli birçok çalışma yapılmış ve bunların neticesinde “türbülans modelleri” olarak adlandırılan modeller geliştirilmiştir. Bu

modeller, belirli bir noktaya kadar Navier-Stokes denklemlerini baz alan sistematik matematiksel türetmeler olup, boyutsal argüman ve ampirik girdilere dayanan hipotezlerdir. Bu türbülans modellerinin birçoğu ortalama nicelikler cinsinden yaklaşık sonuçlar verirken, bir kısmı neredeyse tüm akışkan hareketini yakalayabilmektedir. Ancak ele alınan problemlerin çoğunda tüm akışkan hareketini çözümlenmek gereksizdir ve hesaplama açısından da zahmetlidir. Bu yüzden bugünkü bilgisayar teknolojisinde Reynolds ortalama çözümler yapan modeller bir adım öne çıkmaktadır. Bir diğer deyişle, türbülanslı akışların çözümlenmelerinde kullanılan türbülans modellerinin çoğunluğu, akıştaki türbülans kaynaklı karmaşıklığı mutlak olarak çözmekte fakat doğru ve bilinçli kullanıldıklarında günümüz mühendislik ihtiyaçlarına yeterli bir şekilde cevap verebilmektedir (Soğancı vd., 2015).

Türbülans modellerinin, denklemlerin çözülebilmesi için birer tamamlayıcı denklem oldukları ve bunların büyük ölçüde deneysel sabitlere dayalı yaklaşımlar olduklarını vurgulamak gerekir. Ne yazık ki hiçbir türbülans modeli genel değildir. Çizelge 4.2.'de türbülans modellerinin davranışları ve kullanım tavsiyeleri yer almaktadır.

Çizelge 4.2. Türbülans modelleri ve kullanım alanları (Soğancı vd., 2015).

Model	Davranışı ve Kullanımı
Spalart Almaras	Geniş elemanlar için ekonomiktir. 3B akışlarda, güçlü ayrılma olan akışlarda zayıf performans gösterir. Orta karmaşıklıkta iç/dış akışlar için, basınç gradyanları altındaki sınır tabaka akışları için uygundur.
Standart k-ε	Güçlü ve gürbüzdür. Çok çeşitli basınç gradyanları içeren karmaşık akışlarda zayıf performans gösterir. Başlangıç iterasyonları için idealdir.
RNG k-ε	Ani uzamalar, döngüler, vorteksler ve bölgesel geçiş akışları (sınır tabaka ayrılması) içeren karmaşık kesme akışları için uygundur.
Realizable k-ε	RNG modeline göre genellikle benzerdir ve aynı faydaları sağlar. Fakat RNG'ye göre sonuçları daha kesin ve yakınsaması daha kolaydır.
Standart k-ω	Sınır tabaka, serbest kesme akışları ve düşük Reynolds sayılı akışlarda daha iyi performans sergiler. Aynı basınç gradyanları altındaki karmaşık sınır tabaka akışları ve ayrılma durumundaki akışlar için uygundur. Geçiş akışlarını yakalamak için kullanılabilir.
SST k-ω	Standart k-ω modeline benzer faydalar sağlar. Duvar mesafesine bağımlılığı sebebiyle, serbest kesme akışları için daha az uygundur.
Reynolds Stress	Daha fazla işlem zamanı ve hafıza gerektirir. Karmaşık 3B akışlar için uygundur.

Yapılan literatür taramalarında bu tez çalışması kapsamında incelenen kısa iğne-kanat yapısına benzer olarak; laminar akış koşullarında mikro ölçekli ısı değiştiricideki iğne-kanat performansının HAD analizi için Chien'in düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelinin kullanıldığı görülmüştür (Dimas, 2005). Bir başka çalışmada; kaydırılmış dizilimli kısa iğne-kanat ısı değiştiricilerinin nümerik analizinde standart k-ε modelinin duvar bölgesinde Van Driest yaklaşımı ile kullanıldığı görülmüştür (Hamilton, 2003). Tespit edilen bir başka nümerik çalışmada ise; Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Modellerinin iğne-kanat kanatlardan ısı transferi konusundaki performansları karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda; RNG modelinin deneysel veri ile en iyi uyumu sağladığı tespit edilmiştir (Moshfegh ve Nyiredry, 2004).

Bu tez çalışması kapsamında ise Realizable k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir. Çünkü incelenen durumlar; kanal içerisinden karmaşık bir akış durumunu içermektedir ve RNG'ye göre daha kesin, yakınsaması kolay bir model olması sebebiyle Realizable k-ε modelinin daha uygun olacağı düşünülmüştür.

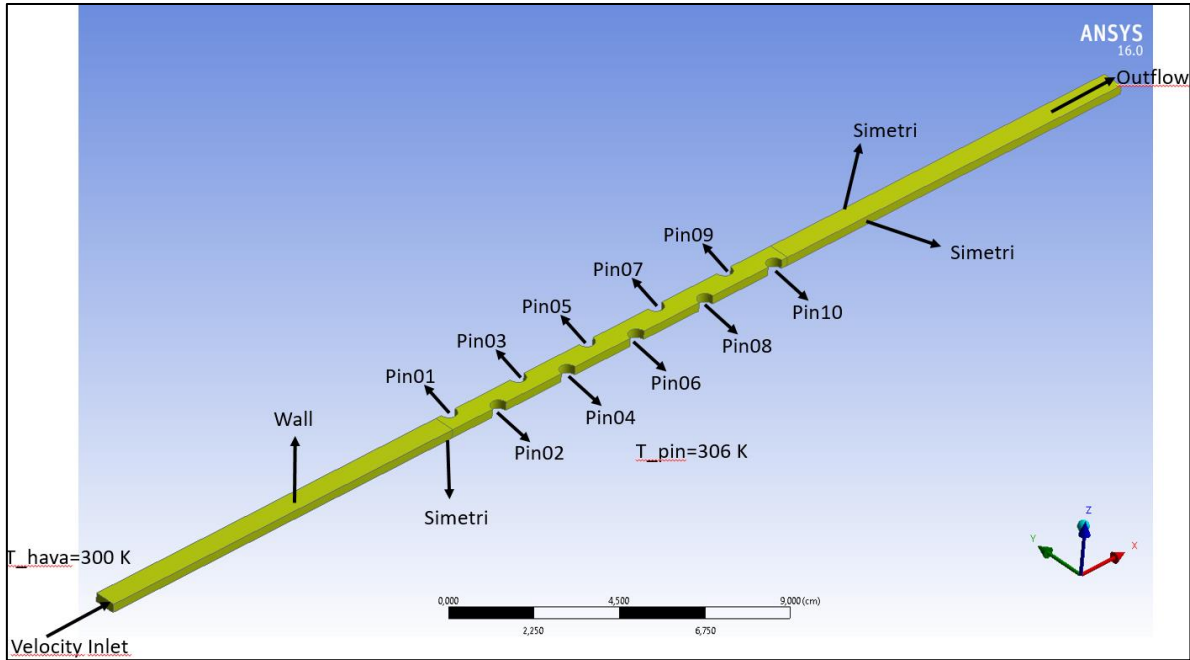
4.2 Doğrulama Test Düzenegi

Metzger (1982) sabit kesit alanlı bir kanal içerisine rastgele dizilmiş kısa iğne-kanatlardaki akış yolu boyunca sıraya bağlı ısı transferi karakteristiğini araştırmak için bir test düzenegi kurmuştur. Bu test çalışması kapsamında iki farklı dizilim farklı akış koşullarında test edilmiştir.

İğne-kanat dizilimlerinden bir tanesi $S/D=X/D=2.5$, $H/D=1$ ve $D=0.508$ cm olduğu durumdur. Diğeri ise $S/D=2.5$, $X/D=1.5$, $H/D=1$ ve $D=0.846$ cm olduğu durumdur. Test düzeneginde akış yolu boyunca sıralanmış 10 sıra iğne-kanat bulunmaktadır ve her bir sıradaki iğne-kanat sayısı 10 tanedir. Kanalın toplam genişliği 12.7 cm, yüksekliği ise iğne-kanat yüksekliği H kadardır. Ayrıca kanal girişinde tam gelişmiş akış koşullarının sağlanması ve çıkış etkilerinin iğne-kanatlara yansımalarının önüne geçebilmek için iğne-kanatlar kanal girişine 12.7 cm mesafeden itibaren dizilmeye başlanmış olup, son iğne-kanat ile kanal çıkışı arasındaki mesafe ise 12.5 cm'dir. Şekil 4.1.'de bahsedilen test düzenegi görülmektedir.

4.3 Doğrulama Had Modeli

Metzger'in test düzeneğine bağlı kalınarak ANSYS 16.0 ile HAD modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan HAD modelinin geometrisi şekil 4.2.'de görüldüğü gibidir.



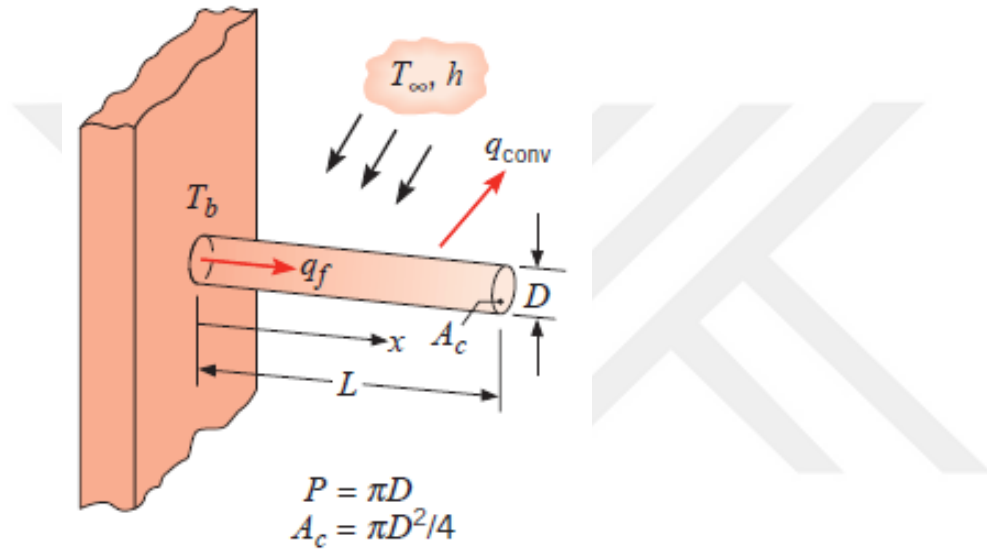
Şekil 4.2. Design modellerda model geometrisi.

Hesaplama gereksinimlerini azaltabilmek ve çözüm süresini kısaltabilmek adına modelde sadeleştirmeye gidilmiştir. Model simetrik olduğu için yalnızca dörtte biri modellenmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere modelin sol ve sağ yan yüzeyi ile alt yüzeyi için Simetri sınır koşulu, girişi için “Velocity Inlet”, çıkışı için “Outflow”, üst duvar ve her bir sıradaki iğne kanatlar için de ayrı ayrı “Wall” sınır koşulları tanımlanmıştır. HAD modelinde, girişteki akışkan sıcaklığı ile iğne-kanat yüzey sıcaklığı arasındaki fark 20 K olacak şekilde değerler seçilmiştir. Bu sebeple akış giriş sıcaklığı için $T=300$ K, iğne-kanat yüzey sıcaklığı ve üst duvar yüzey sıcaklıkları içinse 320 K değeri tanımlanmıştır.

Hamilton (2003) ve Dimas (2005); kendi tez çalışmalarında iğne-kanat yüzeyleri ile iğne kanatların temas ettikleri üst duvarların eş sıcaklıklı olduğu kabulünü yapmışlar ve bu kabulü aşağıda detayları belirtilen adiabatik uç iğne-kanat yaklaşımına dayandırmışlardır. Şekil 4.3.'te adiabatik iğne kanat uç yaklaşımı görülmelidir.

Adiyabatik uç iğne-kanat yaklaşımına göre kök sıcaklığı 320 K olan bir iğne-kanat için, iğne-kanat üzerinde görülebilecek metal sıcaklık değeri hakkında bir el hesabı yapılmıştır. Bahsi geçen bu yaklaşıma göre metal sıcaklık dağılımı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır (Incropera vd., 2013).

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad m^2 = \frac{hP}{kA_c} \quad (4.10)$$



Şekil 4.3. Adiyabatik iğne-kanat uç yaklaşımı (Incropera vd., 2013).

Şekil 4.4.'te; akış sıcaklığı 300 K, iğne-kanat kök sıcaklığı 320 K, $S/D=X/D=2.5$, $H/D=1$ ve $D=0.508$ cm durumu için, iğne-kanatın orta noktasında $x=0.254$ cm'deki metal sıcaklık değeri hakkında yapılan hesaplamaya dair detaylar görülmektedir.

Hesaplamalardaki Nusselt korelasyonları; Metzger'in (1982) makalesinden alınmış olup $X/D=2.5$ dizilimi için aşağıda belirtildiği gibidir.

$$\overline{Nu} = 0.069 \overline{Re}^{0.728} \quad (4.11)$$

Bu korelasyona göre, bahsi geçen deneyde incelenen en yüksek ve en düşük Reynolds sayıları yani 93500 ve 3590 değerleri için ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır.

S/D	X/D	H/D
2.5	2.5	1

D (m)	S (m)	X (m)	H (m)	x (m)
0.00508	0.0127	0.0127	0.00508	0.00254

Ac (m ²)	P (m)	T _{inf} (K)	T _b (K)	T (x)
2.0268E-05	0.0160	300	320	319.964

k _{Al} (W/mK)
202

(300 K'de)

h _{air} (W/m ² K)	Re	Nu
142	3590	27

(kabul)

m
23.5

S/D	X/D	H/D
2.5	2.5	1

D (m)	S (m)	X (m)	H (m)	x (m)
0.00508	0.0127	0.0127	0.00508	0.00254

Ac (m ²)	P (m)	T _{inf} (K)	T _b (K)	T (x)
2.0268E-05	0.0160	300	320	319.622

k _{Al} (W/mK)
202

(300 K'de)

h _{air} (W/m ² K)	Re	Nu
1527	93500	287

(kabul)

m
77.1

Şekil 4.4. Adiabatik iğne-kanat uç yaklaşımına dair hesaplama detayları.

Şekil 4.4'te belirtilen hesaplama detaylarına göre iğne-kanat üst duvarı ile iğne-kanat yüzey sıcaklığının aynı olacağı kabulü yapılabilir.

Ayrıca makalede belirtilen her bir Reynolds sayısı için, iğne-kanat çapı ve $T_f=310$ K sıcaklığındaki akışkanın termofiziksel özellikleri esas alınarak hesaplanan V_{max} değeri kullanılmıştır. Daha sonra bu V_{max} değeri kullanılarak akışkanın kanala giriş hızı hesaplanmış ve "Velocity Inlet" sınır koşuluna bu değer tanımlanmıştır. Kaydırılmış dizilimli iğne-kanat konfigürasyonunda V_{max} ; iğne-kanatlar arasında, akış alanının

daraldığı bölgedeki hızı ifade etmektedir. Yapılan analiz çalışmaları kapsamında kullanılan V ve V_{max} değerleri çizelge 4.3.'te belirtilmiştir.

Çizelge 4.3. Yapılan analiz çalışmaları kapsamında kullanılan hız değerleri.

Analiz No	V (m/s)	Vmax (m/s)	Re
1	4.27	7.12	3590
2	29.63	49.39	24900
3	111.28	185.47	93500
4	7.11	11.86	3590
5	49.35	82.26	24900
6	185.32	308.88	93500
7	4.27	7.12	3590
8	29.63	49.39	24900
9	111.28	185.47	93500
10	7.11	11.86	3590
11	49.35	82.26	24900
12	185.32	308.88	93500

Akışın kanala giriş hızının tanımlandığı “Velocity Inlet” sınır koşulundaki türbülans belirleme metodu için ise farklı türbülans yoğunluğu değerlerinin Nusselt Sayısı değer ve davranışına etkisi incelenmiştir. Bu inceleme için $S/D=X/D=2.5$, $H/D=1$ olan dizilim şekli kullanılmıştır.

Çizelge 4.4. $Re=93500$ için farklı türbülans yoğunluklarının Nusselt sayılarına etkisi.

Re=93500	Metzger, 1982	%10 Turb. Yoğunluğu REALIZABLE K-E_EWT	%5 Turb. Yoğunluğu REALIZABLE K-E_EWT	% 2.5 Turb. Yoğunluğu REALIZABLE K-E_EWT
	NUSSOLT SAYISI			
pin01	229.5	260.1	260.3	260.4
pin02	291.6	218.4	218.7	218.6
pin03	288.9	194.1	194.6	194.7
pin04	295.4	221.8	222.1	222.2
pin05	298.8	219.5	219.4	219.4
pin06	293.9	222.5	222.6	222.8
pin07	289.8	225.6	225.6	225.5
pin08	284.9	226.4	226.6	226.6
pin09	276.1	231.1	231.1	231.0
pin10	257.1	219.6	219.6	219.5

Çizelge 4.4'ten görüldüğü üzere türbülans yoğunluğu değerinin %10, %5 veya %2.5 olmasının Nusselt sayısı değer ve davranışları üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyelerdedir ve elde edilen sonuçlar neredeyse aynıdır. Bu yüzden programın varsayılan ayarı olan %5 türbülans yoğunluğu ve %10 türbülans viskozite oranı değerleri ile analizlere devam edilmiş ve analiz matrisinde belirtilen tüm durumlarda bu yaklaşım uygulanmıştır.

Tam gelişmiş akış koşullarının sağlanması ve çıkış etkilerinin iğne-kanatlara yansımalarının önüne geçebilmek için iğne-kanatlar kanal girişine 12.7 cm mesafeden itibaren modellenmeye başlanmış olup, son iğne-kanat ile kanal çıkışı arasındaki mesafe ise 12.5 cm'dir. Bu doğrulama çalışması kapsamında $S/D=X/D=2.5$, $H/D=1$ ve $D=0.508$ cm olduğu durumdaki iğne-kanat dizilimi modellenmiş olup analizler $Re=3590$, 24900 ve 93500 için gerçekleştirilmiştir.

Kanaldaki akışın sıraya bağlı bölgesel ve kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı ise aşağıda belirtilen yöntem ile hesaplanmıştır.

- İlk önce iğne-kanatların önüne ve arkalarına, akışa dik yüzeyler atanmıştır.
- Daha sonra atanan bu yüzeylerden; gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen kütle ağırlıklı ortalama sıcaklık değerleri okunmuştur. Okunan bu değerler kullanılarak akışın kazandığı ısı miktarı hesaplanmıştır.

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{m,i} - T_{m,o}) \quad (4.12)$$

- Daha sonra akışın sıcaklığı sabit olmadığı ve iğne-kanat etrafında ilerledikçe değiştiği için logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} = \frac{(T_s - T_{m,o}) - (T_s - T_{m,i})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}}\right)} \quad (4.13)$$

- Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile ısı transferi yüzey alanları da kullanılarak, akışın kazandığı ısı ile üst duvar ve iğne kanatlardan akışa olan taşınım ile ısı geçişi birbirlerine eşitlenmiştir. Bu eşitlikten ısı taşınım katsayısı çekilmiştir.

$$q = \dot{m} c_p (T_{m,i} - T_{m,o}) = hA_s \Delta T_{lm} \quad (4.14)$$

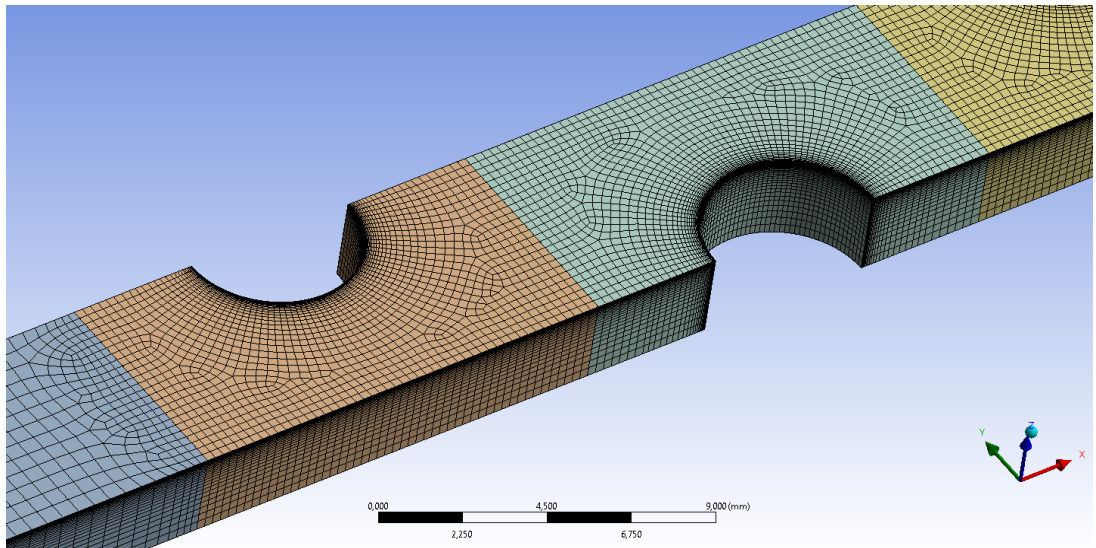
- Isı taşınım katsayısı, karakteristik uzunluk ve havanın ısı iletim katsayısı kullanılarak Nusselt sayısı elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{hD}{k_{hava}} \quad (4.15)$$

Modelde kullanılan ağ yapısı Şekil 4.5.'te görüldüğü gibidir. Ağ yapısı oluştururken uygulanan yöntem; 3 boyutlu akış hacminin üst yüzeyi seçilerek bu yüzey üzerinde model ağ yapısı ile ilgili işlemler yapma ve “Sweep” komutu ile bu yüzeydeki işlemleri z doğrultusunda akış hacmi boyunca süpürme şeklindedir. İğne kanatların bulunduğu üst duvar yüzeylerinde 0.25 mm, kanal giriş ve çıkışının bulunduğu üst duvar üzerinde ise 0.5 mm boyutunda eleman kullanılmıştır. İğne-kanatların kenarları ise 60 eşit parçaya bölünmüştür. Ayrıca iğne-kanatlar etrafında ve ısı transferinin gerçekleştiği üst duvarda sınır tabaka için biraz daha sık ağ yapısı oluşturulmuştur. Örneğin $Re=3590$ için aşağıdaki denklemlere göre; ayrı ayrı y^+ değeri 1 olacak şekilde ilk eleman kalınlığı hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda küçük olan değer, ilk eleman kalınlığı olarak atanmış, 1.2 büyüme oranı ile 20 tabaka şeklinde, sınır tabaka ağı kullanılmıştır.

$$\text{Kanal içi akışlarda;} \quad \frac{\Delta y}{y^+} \approx 5.06 D_h Re^{-7/8} \quad (4.16)$$

$$\text{Düzlemler üzerindeki akışlarda;} \quad \frac{\Delta y}{y^+} \approx 8.6 L Re^{-13/14} \quad (4.17)$$



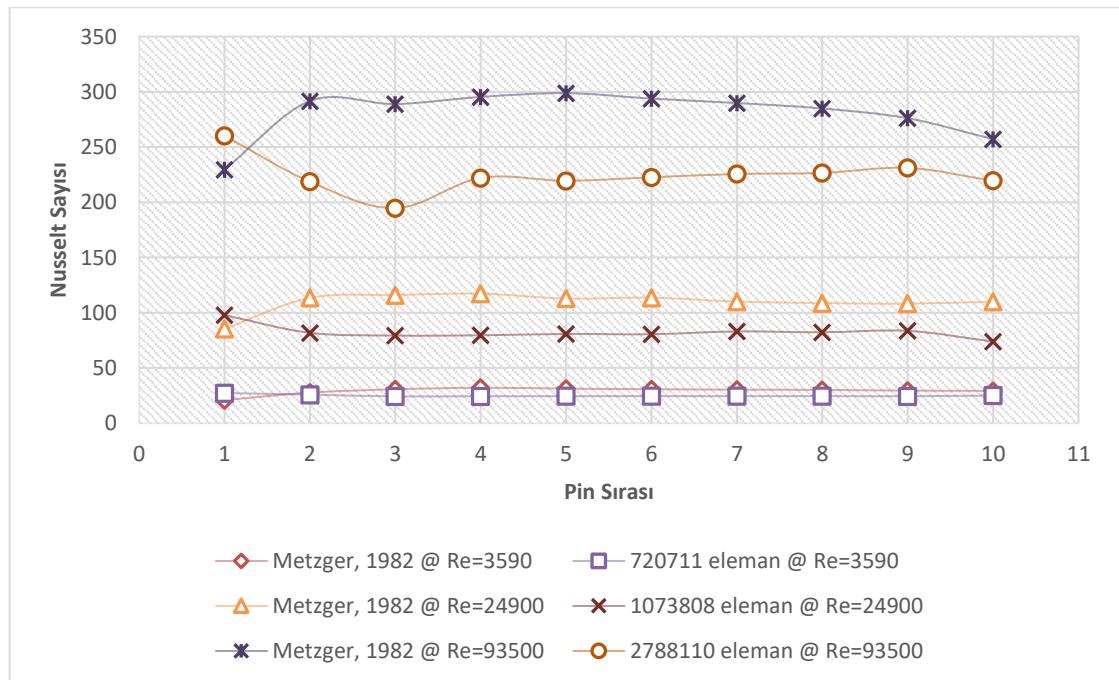
Şekil 4.5. Model ağ yapısı.

Isı transferinin kritik olduğu, sınır tabaka akış ayrılmalarının gözlemlendiği durumlar için Realizable k-epsilon ve SST k-omega türbülans modelleri önerilmektedir. Türbülanslı akışın sınır tabaka bölgelerinde ise; duvar dibi modelleme yaklaşımı olarak iki seçenek mevcuttur. Bunlar; duvar fonksiyonları kullanmak veya viskoz alt tabakayı doğrudan çözmektir.

Duvar fonksiyonları kullanılacak ise, ilk eleman log tabakası bölgesinde yer almalıdır ve cidarlara sınır tabaka elemanı atamaya gerek yoktur. Duvar fonksiyonu kullanıldığı zaman y^+ değeri 30 ile 300 arasında olmalı, 30'un altına inmemelidir.

Viskoz alt tabaka doğrudan çözülecek ise ilk eleman viskoz alt tabaka içerisinde yer almalı ve y^+ değeri 1 civarında olmalıdır. Eğer viskoz alt tabaka çözülecek ise, k-epsilon modeli "Enhanced Wall Treatment" seçeneği aktif halde iken seçilmelidir (FLUENT, 2016).

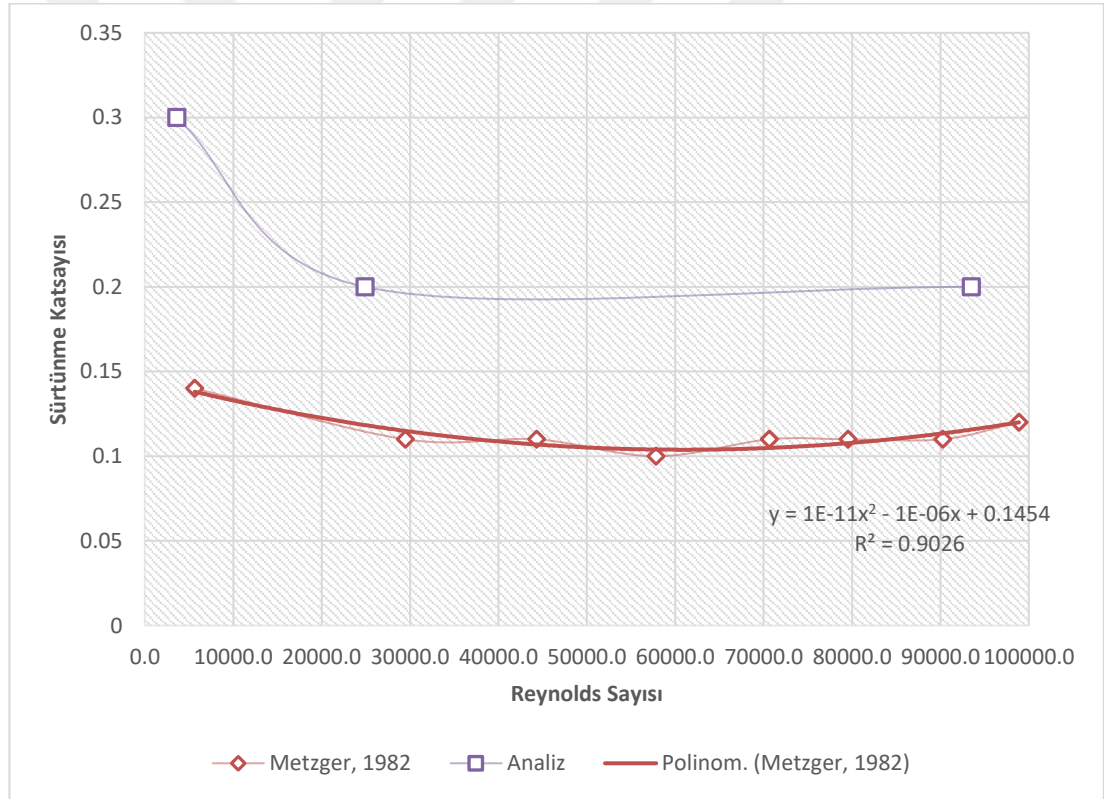
Bu doğrulama çalışması kapsamında ise FLUENT'te analiz gerçekleştirilirken iğnekanatlar ile akışkan arasındaki ısı transferini sağlayabilmek adına enerji denklemleri de çözdürülmüş olup, kullanılan türbülans modeli realizable k-epsilon'dur. Ayrıca duvar dibinde "Enhanced Wall Treatment" yaklaşımı uygulanmıştır.



Şekil 4.6. Re=3590, 24900 ve 93500 için sıraya bağlı Nusselt sayısı değişimi.

Şekil 4.6.'dan görüldüğü üzere Metzger'in test düzeneği ve FLUENT modelinde sıraya bağlı Nusselt sayısı davranışları benzerdir. Şekilden görüldüğü üzere $Re=93500$ için hem deneysel veride, hem de analizde 2. sıradan 3. sıraya doğru Nusselt sayısı azalmış, sonrasında 3. sıradan 4. sıraya artmış ve sıra sonuna doğru hafifçe azalarak devam etmiştir. Özellikle $Re=3590$ için Nusselt değerleri, deneydeki değerlere yakinken, $Re=24900$ ve $Re=93500$ 'de bir miktar fark bulunmaktadır. $Re=3590$ 'da analiz sonuçları ile deney sonuçları arasındaki fark; tüm sıra boyunca %7 ile %31 arasında değişmekte iken, $Re=24900$ ve 93500 için bu fark tüm sıra boyunca %48 ile %12 arasında değişmektedir.

Sürtünme katsayısı bakımından analiz sonuçları ile Metzger'in deney sonuçları arasındaki fark Şekil 4.7.'den görülmektedir.



Şekil 4.7. $S/D=X/D=2.5$ için Reynolds Sayısına bağlı sürtünme katsayısı değişimi.

Şekilden görüldüğü üzere düşük Reynolds sayılarında, analiz sonuçları ile Metzger'in test sonuçları arasında %50'ye yakın bir fark gözlenirken, Reynolds sayısı arttıkça bu fark azalmış ve %30'a kadar düşmüştür.

Sürtünme katsayıları şu yöntem ile hesaplanmıştır.

- İğne kanatların önüne ve arkalarına atanan yüzeylerden alan ağırlıklı toplam basınç değerleri okunmuştur.
- Akışa dik kanal kesit alanı ve çevresi kullanılarak kanal hidrolik çapı hesaplanmıştır.
- Akış yolu boyunca dizilimin uzunluk değeri, akışın kanala giriş hızı ve film sıcaklığındaki akışkanın yoğunluğu kullanılarak aşağıdaki formül vasıtasıyla sürtünme katsayısı hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta PD_h}{\frac{1}{2} \rho V^2 L} \quad (4.18)$$

4.4 Ağdan Bağımsızlık Çalışmaları

Re=3590, 24900 ve 93500 için üç farklı grid (ağ) yapısında analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler kapsamında toplam enerjinin korunumu, kütlelerin korunumu ve akış çıkış sıcaklık değerleri ile pim yüzeyleri üzerindeki ortalama Nusselt sayısı ve y^+ değerleri aşağıdaki çizelgelerde belirtildiği gibidir.

Çizelge 4.5. Re=3590 için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.

Re=3590	REALIZABLE K-E_EWT		
	GRID 1	GRID 2	GRID 3
Eleman Boyutu (mm)	0.75	0.5	0.25
Toplam Eleman Sayısı	445608	502173	720711
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	485996	548660	784448
Q_giren (W)	1.56	1.56	1.56
Q_çıkan (W)	1.62	1.60	1.57
ΔQ % Hata	3.56	2.63	0.72
M_giren (kg/s)	0.000129	0.000129	0.000129
M_çıkan (kg/s)	0.000129	0.000129	0.000129
M % Hata	0	0	0
T_çıkış [K]	312.05	312.05	312.06
Nu_ortalama	25.0	24.9	25.0
İlk Eleman Yüksekliği (mm)	0.01	0.01	0.01
Alan Ağırlıklı Ortalama y^+	0.3	0.3	0.3
Maks. y^+	1.0	1.0	1.0

Çizelge 4.6. $Re=24900$ için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.

Re=24900	REALIZABLE K-E_EWT		
	GRID 1	GRID 2	GRID 3
Eleman Boyutu (mm)	0.75	0.5	0.25
Toplam Eleman Sayısı	632196	723780	1073808
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	682280	781699	1153808
Q_giren (W)	6.37	6.38	6.38
Q_çıkan (W)	6.44	6.42	6.44
ΔQ % Hata	0.96	0.72	0.83
M_giren (kg/s)	0.000898	0.000898	0.000898
M_çıkan (kg/s)	0.000898	0.000898	0.000898
M % Hata	0	0	0
T_çıkış [K]	307.10	307.10	307.11
Nu_ortalama	82.3	82.1	82.3
İlk Eleman Yüksekliği (mm)	0.003	0.003	0.003
Alan Ağırlıklı Ortalama y^+	1.0	1.0	1.0
Maks. y^+	3.8	3.8	3.8

Çizelge 4.7. $Re=93500$ için ağ yapısının analiz sonuçlarına etkisi.

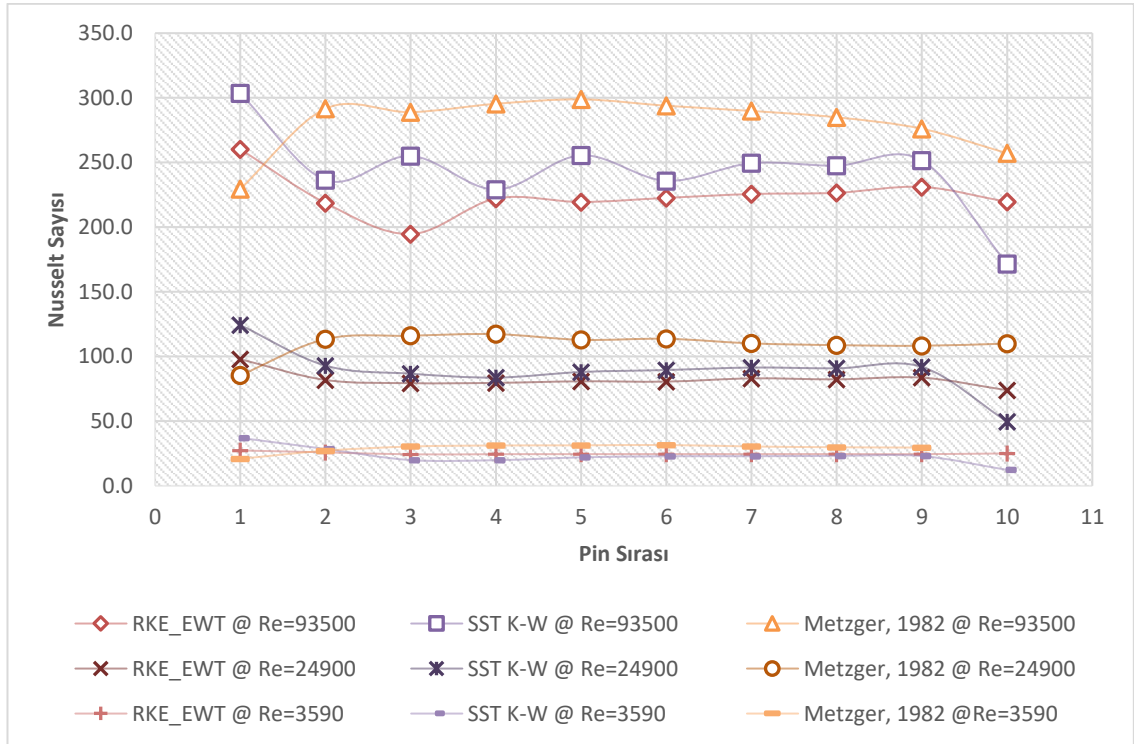
Re=93500	REALIZABLE K-E_EWT		
	GRID 1	GRID 2	GRID 3
Eleman Boyutu (mm)	0.75	0.5	0.25
Toplam Eleman Sayısı	1609200	1857690	2788110
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	1708616	1973062	2944305
Q_giren (W)	18.45	18.47	18.44
Q_çıkan (W)	18.60	18.59	18.54
ΔQ % Hata	0.78	0.62	0.54
M_giren (kg/s)	0.003372	0.003372	0.003372
M_çıkan (kg/s)	0.003372	0.003372	0.003372
M % Hata	0	0	0
T_çıkış [K]	305.46	305.46	305.45
Nu_ortalama	224.8	224.7	224.1
İlk Eleman Yüksekliği (mm)	0.001	0.001	0.001
Alan Ağırlıklı Ortalama y^+	1.3	1.3	1.3
Maks. y^+	4.3	4.3	4.3

Farklı Reynolds sayılarına göre yapılan ağdan bağımsızlık çalışmalarından görüldüğü üzere analiz sonuçları, eleman boyutundan fazla etkilenmemiştir. Analizlerde gözlenen maksimum y^+ değerleri, iğne-kanatlar ile ısıtılmış üst duvarın temas ettiği kenarlarda bölgesel olarak görülmüş olup alan ağırlıklı y^+ değerleri 1 civarındadır.

4.5 Farklı Türbülans Modellerinin Etkisi

0.25 mm eleman boyutu ve Reynolds sayılarına göre sırasıyla 0.01, 0.003, 0.001 mm sınırlar tabaka ilk eleman boyutuna sahip GRID 3 kullanılarak $Re=3590$, 24900 ve 93500 için Realizable k-epsilon ve SST k-omega türbülans modelleri ile analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda elde edilen sıraya göre değişen Nusselt sayıları Şekil 4.8.'de görüldüğü gibidir.

Bu başlık altında gerçekleştirilen analizler kapsamında da gözlenen maksimum y^+ değerleri, iğne-kanatlar ile ısıtılmış üst duvarın temas ettiği kenarlarda bölgesel olarak görülmüştür. İğne-kanat yüzeylerinde gözlenen y^+ değerleri ise 1 civarındadır. Tüm cidarlardaki y^+ değerlerini 1 civarına çekmek, mevcut kişisel bilgisayarın RAM ve CPU kapasitesini zorlayacağı için, yüksek Reynolds sayılarında bölgesel olarak 5'e yakın fakat yine de 5'in altında y^+ değerleri gözlenmesinde bir sakıncası olmayacağı düşünülmüştür. Cidarlardaki ilk eleman yüksekliği için ise; daha önceki bölümlerde belirtilen Denklem 4.16 ve 4.17 kullanılarak her bir Reynolds sayısı için ayrı ayrı değerler hesaplanmış ve analiz modellerinde kullanılmıştır.



Şekil 4.8. $Re=3590$, 24900 ve 93500 için farklı türbülans modelleri ile alınan çözümler.

Şekil 4.8.'den görüldüğü üzere incelenen tüm Reynolds sayılarında, realizable k-epsilon modeli ile elde edilen sıraya göre Nusselt sayısı değişim davranışı; SST k-omega türbülans modeline kıyasla, deney sonuçlarına daha yakındır. Diğer taraftan; 93500 gibi yüksek Reynolds sayıları ile yapılan analizlerde kullanılan SST k-omega modelinde yakınsama zorlukları yaşanmaktadır ve SST k-omega modeli ile alınan çözümde sıraya bağlı artma azalma ve son sırada keskin biçimde azalma şeklinde tutarsız davranışlar gözlenmiştir.

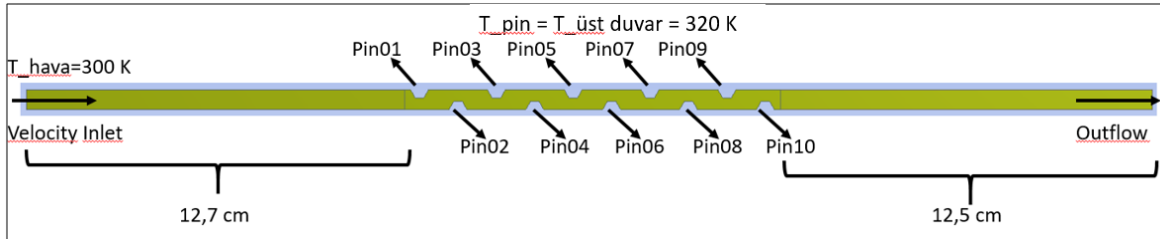
Çizelge 4.8. Farklı türbülans modellerinin analiz sonuçlarına etkisi.

	Re=3590		Re=24900		Re=93500	
	RKE_EWT	SST K-W	RKE_EWT	SST K-W	RKE_EWT	SST K-W
Eleman Boyutu (mm)	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
Toplam Eleman Sayısı	720711	720711	1073808	1073808	2788110	2788110
Toplam Düğüm Noktası Sayısı	784448	784448	1153808	1153808	2944305	2944305
Q_giren (W)	1.56	1.48	6.38	6.74	18.44	19.46
Q_çıkan (W)	1.57	1.50	6.44	6.84	18.54	19.89
ΔQ % Hata	0.72	1.32	0.83	1.44	0.54	2.17
M_giren (kg/s)	0.000129	0.000129	0.000898	0.000898	0.003372	0.003372
M_çıkan (kg/s)	0.000129	0.000129	0.000898	0.000898	0.003372	0.003372
M % Hata	0	0	0	0	0	0
T_çıkış [K]	312.06	311.51	307.11	307.55	305.45	305.85
Nu_ortalama	25.0	23.1	82.3	88.9	224.1	243.6
İlk Eleman Yüksekliği (mm)	0.01	0.01	0.003	0.003	0.001	0.001
Alan Ağırlıklı Ortalama y^+	0.3	0.3	1.0	1.1	1.3	1.3
Maks. y^+	1.0	1.1	3.8	3.9	4.3	4.6

4.6 Problemin Tanımı ve Analiz Matrisi

Gaz türbinlerinin dar firar kenarlarının soğutulabilme performansının araştırılabilmesi amacıyla gerçekleştirilen bu çalışmada; literatürde çoğunlukla yer alan dairesel kesitli iğne-kanatların yerine, altıgen kesitli iğne-kanatlar kullanılmıştır. Bu çalışmada altıgen kesitin incelenmesinin sebebi; altıgen kesitin dairesel kesite kıyasla ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini göstermek ve özgün bir çalışma ortaya koyulmak istenmesidir. İğne-kanatlar kaydırılmış sıralı şekilde dizilmiş olup, altıgen kesitli iğne-kanat içerisindeki dairenin çapı D ile ifade edilmiştir. Akış yolu boyunca ise on sıra iğne-kanat kullanılmıştır.

Bu problemde akış ve iğne-kanat yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 20 K olarak belirlenmiş olup, kanala akış giriş sıcaklığı 300 K, iğne-kanat yüzey sıcaklığı ile ısıtılmış üst duvar yüzey sıcaklığı 320 K olarak seçilmiştir. Akışkanın termofiziksel özellikleri ise film sıcaklığına göre alınmıştır.



Şekil 4.9. Analiz geometrisi.

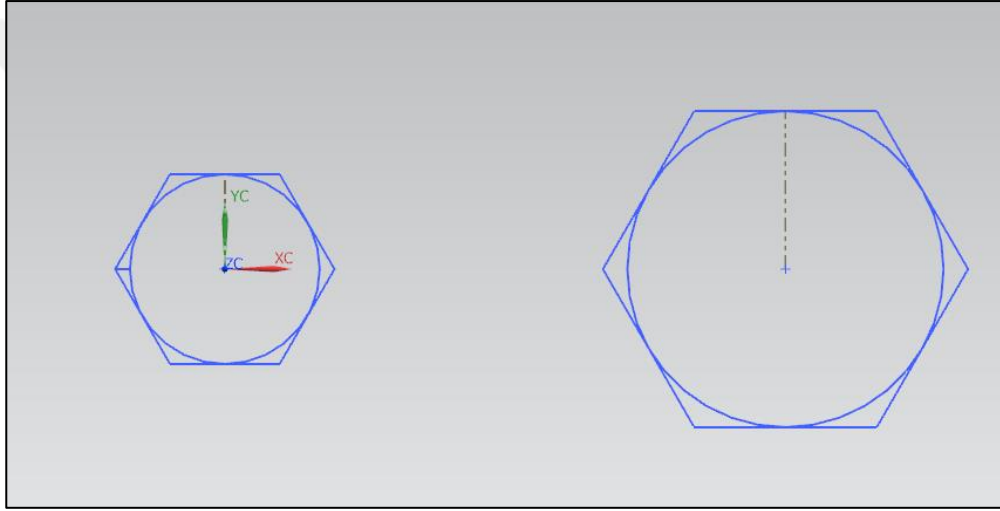
Şekil 4.9.'dan da görüleceği üzere kanal giriş uzunluğu 12.7 cm, kanal çıkış uzunluğu 12.5 cm ve kanal yüksekliği $H/D=1$ olacak şekilde seçilmiştir. İğne-kanat ve kanal malzemesi içinse Alüminyum seçilmiştir. Akışkanın hızı ise analiz matrisi tablosunda yer alan Reynolds sayıları için ayrı ayrı $T_f=310$ K sıcaklığındaki akışkanın termofiziksel özellikleri kullanılarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.9.'dan görüleceği üzere toplamda 12 farklı durum için analiz gerçekleştirilmiş olup elde edilen analiz sonuçları ilerleyen sayfalarda özetlenmiş ve yorumlanmıştır.

Çizelge 4.9. Problemin çözümünde kullanılan analiz durumları.

Analiz No	S/D	X/D	D (cm)	V (m/s)	Re	
1	2.5	1.5	0.846	4.2	3590	
2				29.6	24900	
3				111.2	93500	
4		2.5		0.508	7.1	3590
5					49.3	24900
6					185.3	93500
7	1.5	1.5	0.846		4.2	3590
8					29.6	24900
9					111.2	93500
10		2.5		0.508	7.1	3590
11					49.3	24900
12					185.3	93500

4.7 Had Analiz Modeli

12 farklı durum için de Metzger'in (1982) test düzeneğindeki ölçü ve dizilimlere bağlı kalınarak HAD Modeli hazırlanmıştır. X/D oranının 1.5 olduğu durumlarda $D=0.846$ cm için, X/D oranının 2.5 olduğu durumlarda da $D=0.508$ cm için model geometrisi oluşturulmuştur. Burada D ; altıgen kesitli pim-kanatçığın içerisine sığabilecek ve altıgenin kenarlarına teğet olan dairenin çapını ifade etmektedir ve Reynolds sayıları bu karakteristik uzunluk değeri esas alınarak hesaplanmıştır. Bahsedilen geometri Şekil 4.10.'da görülmektedir.



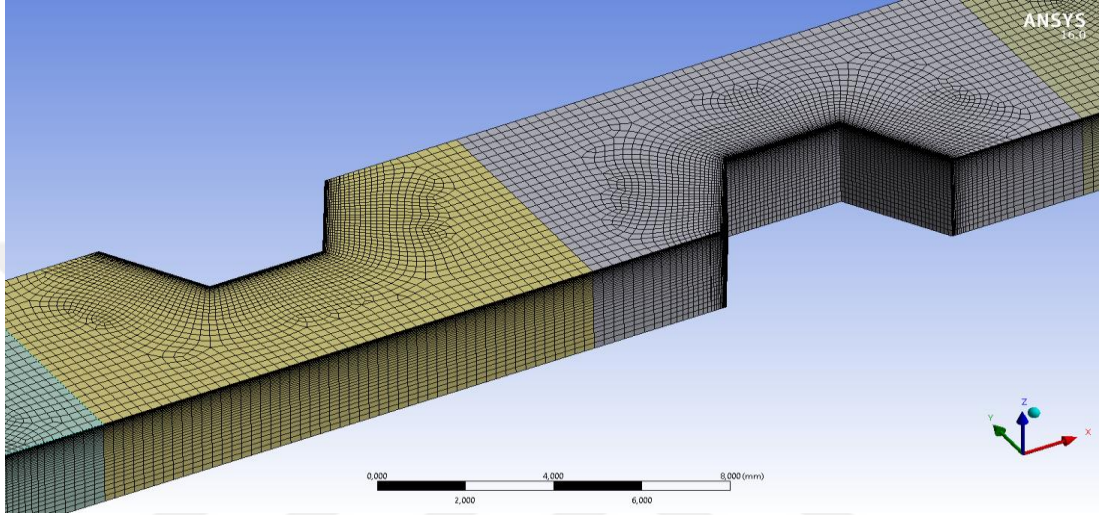
Şekil 4.10. Altıgen kesitli iğne-kanat geometrisi.

Tam gelişmiş akış koşullarının sağlanması ve çıkış etkilerinin iğne-kanatlara yansımalarının önüne geçebilmek amacıyla iğne-kanatlar kanal girişine 12.7 cm mesafeden itibaren modellenmeye başlanmış olup, son iğne-kanat ile kanal çıkışı arasındaki mesafe ise 12.5 cm'dir.

Hesaplama gereksinimlerini azaltabilmek ve çözüm süresini kısaltabilmek adına modelde sadeleştirmeye gidilmiştir. Model simetrik olduğu için yalnızca dörtte biri modellenmiştir.

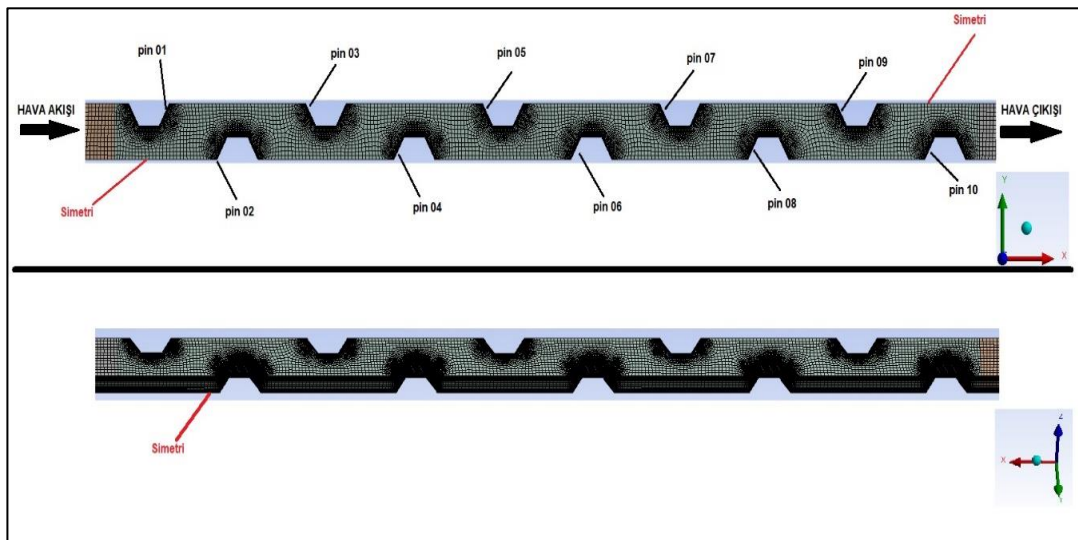
Modelde kullanılan ağ yapısı $Re=3590$ ve $D=0.508$ cm iken $S/D=X/D=2.5$ için Şekil 4.11.'de görüldüğü gibidir. Ağ yapısı oluştururken uygulanan yöntem; 3 boyutlu akış hacminin üst yüzeyi seçilerek bu yüzey üzerinde model ağ yapısı ile ilgili işlemler yapma

ve “Sweep” komutu ile bu yüzeydeki işlemleri z doğrultusunda akış hacmi boyunca süpürme şeklindedir. Ayrıca iğne-kanatlar etrafındaki sınır tabaka için biraz daha sık ağ yapısı oluşturulmuştur. $V_{giriş}=7.116$ m/s ve $D=0.508$ cm iken $S/D=X/D=2.5$ durumundaki analiz geometrisi için sınır tabakasındaki ilk eleman boyu 0.01 mm olup, akış hacmi üst yüzeyi için seçilen eleman boyu 0.25 mm’dir.



Şekil 4.11. $S/D=X/D=2.5$ analiz geometrisi ve model ağ yapısı.

Modele üstten bakıldığında şekil 4.12.’den de görüleceği üzere modelin sol ve sağ yan yüzeyi ile alt yüzeyi için “Simetri” sınır koşulu, girişi için “Velocity Inlet”, çıkışı için “Outflow”, üst duvar ve her bir sıradaki iğne kanatlar için de ayrı ayrı “Wall” sınır koşulları tanımlanmıştır.



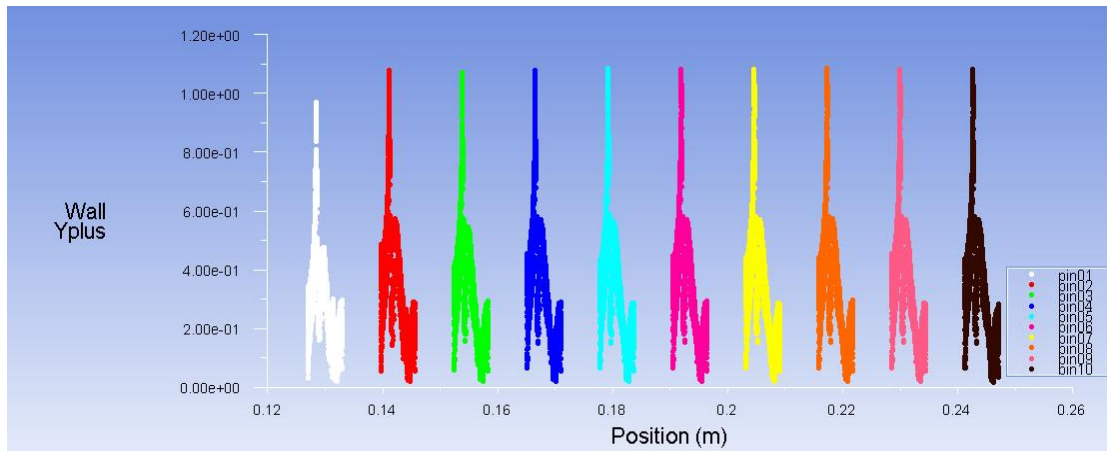
Şekil 4.12. Fluent model yüzey isimleri.

HAD Modelinde girişteki akışkan sıcaklığı ile iğne-kanat ve üst duvar yüzey sıcaklıkları arasındaki fark 20 K olacak şekilde değerler seçilmiştir. Bu sebeple akış giriş sıcaklığı için $T=300$ K, iğne-kanat yüzey ve üst duvar yüzey sıcaklığı içinse 320 K değeri tanımlanmıştır. Analiz matrisinde belirtilen her bir Reynolds sayısı için, karakteristik uzunluk ve $T_f=310$ K sıcaklığındaki akışkanın termofiziksel özellikleri esas alınarak hesaplanan V_{\max} değeri kullanılarak akışkanın kanala giriş hızı aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanmış ve “Velocity Inlet” sınır koşuluna bu değer tanımlanmıştır.

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (4.19)$$

Denklem 4.19.’da; S_T iğne kanat merkezleri arasındaki düşey doğrultudaki mesafe değerini, D ise iğne kanat karakteristik uzunluğu olan çap değerini ifade etmektedir.

FLUENT’te analiz gerçekleştirilirken iğne-kanatlar ile akışkan arasındaki ısı transferini sağlayabilmek adına enerji denklemleri de çözdürülmüş olup, kullanılan türbülans modeli Realizable k-epsilon’dur. Ayrıca duvar dibinde “Enhanced Wall Treatment” yaklaşımı uygulanmıştır. İterasyonların tamamlanması hususunda ise duvar dibindeki y^+ değerine, seçilen bir iğne kanat yüzeyindeki sürtünme katsayısına, enerjinin ve kütle korunumu konusuna bakılmıştır. $V_{\text{giriş}}=7.116$ m/s ve $D=0.508$ cm iken $S/D=X/D=2.5$ durumu için y^+ değişimi Şekil 4.13.’te gösterilmiştir.



Şekil 4.13. $S/D=X/D=2.5$, $Re=3590$ için iğne kanat yüzeylerindeki y^+ değerleri.

5 BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan analiz çalışmalarını sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki başlıklar altında incelenmiş ve özetlenmiştir.

- Akış hızının etkisi,
- İğne-kanat boyutunun etkisi,
- İğne-kanatların birbirlerine olan mesafelerinin etkisi,
- İğne-kanat şeklinin etkisi,
- En etkili parametreler.

5.1 Akış Hızının Etkisi

Akış hızının basınç düşümü ve Nusselt sayısına etkisini görebilmek üzere $Re=3590$, 24900 ve 93500 için analizler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.1.'de; $S/D=X/D=2.5$ dizilimi için akış giriş hızındaki artışın akışkanın basınç değerleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Yapılan analiz sonuçlarından görüldüğü üzere akış giriş hızı arttıkça, yani bir diğer ifade ile kanala giren akışın kütleli debisi veya Reynolds sayısı arttıkça, iğne-kanat yüzeylerinde görülen basınç değeri ve kanal girişi-çıkışı arasındaki basınç farkı değeri de artmaktadır. Bu basınç farkı artışı; $Re=3590$ 'dan 24900 'e yaklaşık olarak 70 kat şeklinde gözlenirken, $Re=24900$ 'den 93500 'e yaklaşık 15 kat olarak gözlenmiştir.

Çizelge 5.1. Akış giriş hızındaki artışın basınç farkına etkisi.

D=0.508 cm	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Alan Ağırlıklı Ortalama Toplam Basınç		
				P_GIRIS [Pa]	P_CIKIS [Pa]	BASINÇ FARKI [Pa]
NO_04	2.5	2.5	3590	8.6	-432.7	441.3
NO_05	2.5	2.5	24900	897.9	-30020.6	30918.5
NO_06	2.5	2.5	93500	15241.7	-417660.9	432902.6

Çizelge 5.2.'de ise akış giriş hızındaki artışın, akışın çıkış sıcaklığına olan etkisi görülmektedir.

Çizelge 5.2. Akış giriş hızındaki artışın akış çıkış sıcaklığına etkisi.

D=0.508 cm	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Kütle Ağırlıklı Ortalama Statik Sıcaklık		
				T_GIRIS [K]	T_CIKIS [K]	SICAKLIK FARKI [K]
NO_04	2.5	2.5	3590	300.0	312.4	12.4
NO_05	2.5	2.5	24900	300.0	307.9	7.9
NO_06	2.5	2.5	93500	300.0	306.6	6.6

Çizelgeden görüldüğü üzere akışın kanala giriş hızı arttıkça, akış yeterince ısınmadan kanalı terk etmektedir ve akış çıkış sıcaklığı, giriş sıcaklığına göre fazla değişmemektedir. Diğer taraftan, akışın hızının yavaş olduğu durumda, yüksek sıcaklıklı iğne-kanatlarla temas ederek kanal çıkışına kadar ısınan havanın, çıkış sıcaklığı ise yükselmektedir. Bahsi geçen bu sıcaklık farkları; Re=3590 durumu için % 4.1, Re=24900 durumu için %2.6, Re=93500 durumu içinse %2.2 olarak elde edilmiştir.

Çizelge 5.3.'te, akış giriş hızındaki artışın toplam ısı transferine etkisi görülmektedir. Çizelgeden görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça ortalama ısı taşınım katsayısı artmış ve buna bağlı olarak sıcak iğne-kanat metalinden, soğuk akışkana olan ısı transferi miktarı da artmıştır. Çizelgeden görüldüğü üzere; Re=3590'dan 24900'e ortalama ısı taşınım katsayısı yaklaşık 4 kat artarken toplam ısı transferinde ise 4.5 kat şeklinde gözlenmiştir. Re=24900'den 93500'e ise; ortalama ısı taşınım katsayısı ve toplam ısı transferi yaklaşık 3 kat artmıştır.

Çizelge 5.3. Akış giriş hızındaki artışın toplam ısı transferine etkisi.

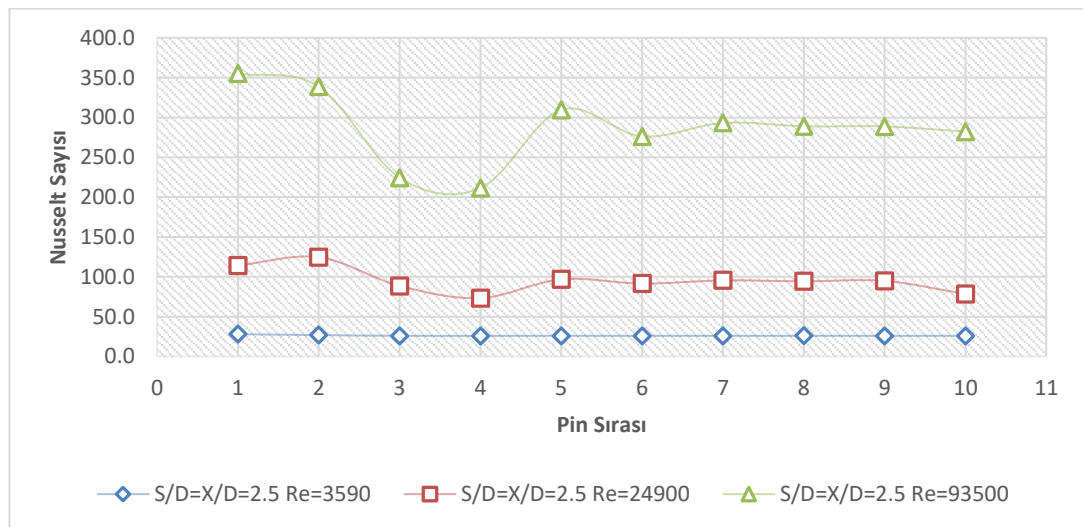
D=0.508 cm	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transferi (W)
NO_04	2.5	2.5	3590	139.4	1.63
NO_05	2.5	2.5	24900	506.7	7.26
NO_06	2.5	2.5	93500	1526.9	22.97

Çizelge 5.4.'te akış giriş hızındaki artışın iğne-kanat yüzeyleri üzerindeki Nusselt sayısına etkisi ve Şekil 5.1.'de bu etkinin grafiksel olarak görünümü belirtilmiştir.

Çizelge 5.4. Akış giriş hızındaki artışın Nusselt sayısına etkisi.

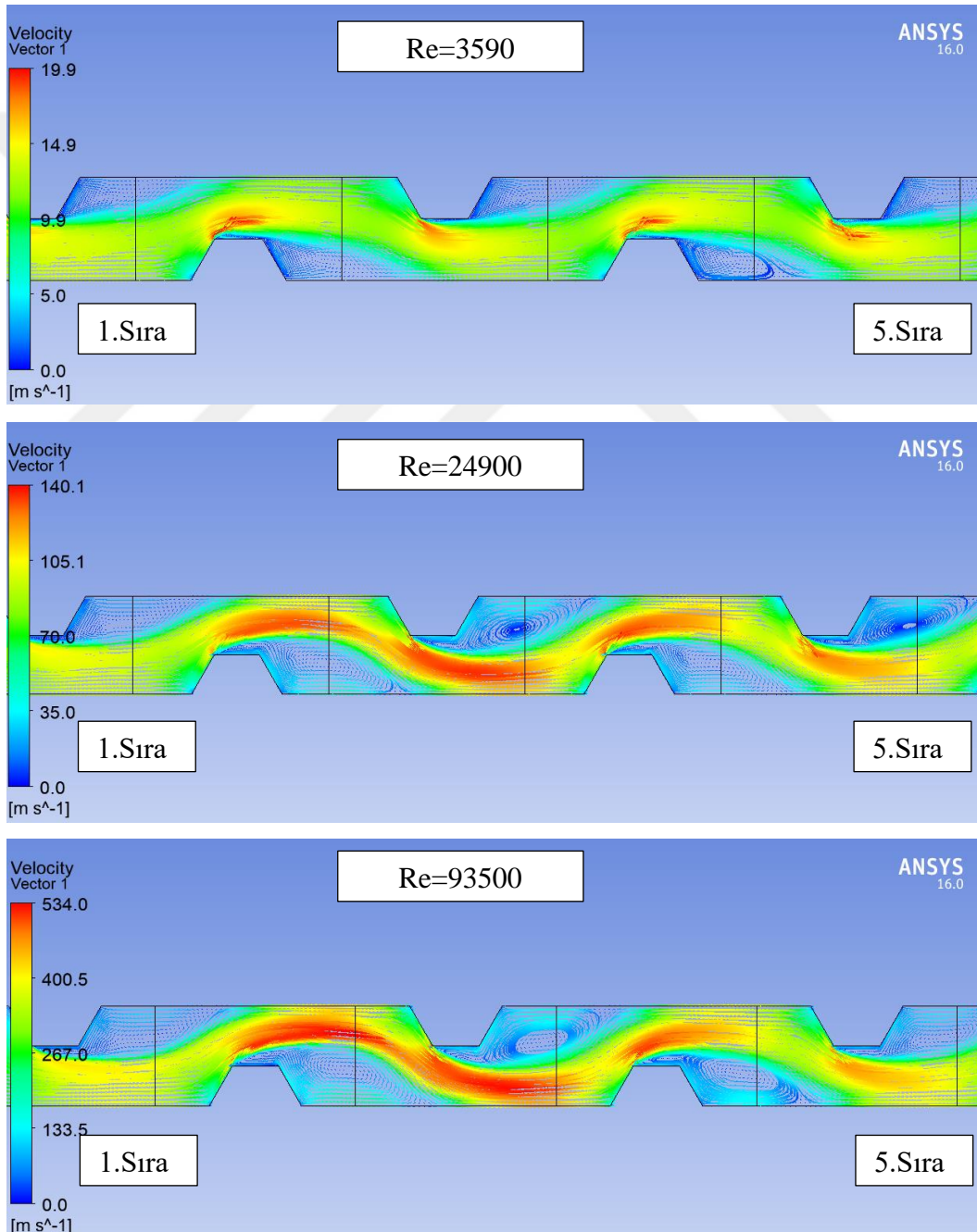
D=0.508 cm	S/D=X/D=2.5		
	Re=3590	Re=24900	Re=93500
	NO_04	NO_05	NO_06
	NUSEL T SAYISI		
pin01	27.9	114.2	355.2
pin02	26.8	124.7	338.8
pin03	25.9	88.6	224.4
pin04	25.9	73.2	211.3
pin05	25.9	96.9	309.6
pin06	25.9	91.5	276.2
pin07	25.9	95.5	293.2
pin08	25.9	94.3	288.9
pin09	25.9	94.9	288.7
pin10	25.9	78.4	282.3
ORTALAMA	26.2	95.2	286.9

Çizelge 5.4.'ten görüldüğü üzere ortalama Nusselt sayıları üzerinden konuşulursa, en düşük Nusselt sayıları Re=3590 olduğu 04 nolu analizde, en yüksek Nusselt sayıları ise Re=93500 olduğu 06 nolu analizde gözlenmiştir. Reynolds sayısı 3590'dan 24900'e yaklaşık olarak 7 kat yükseldiği zaman bu durumun kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısını yaklaşık olarak 4 kat artırdığı görülmüştür. Benzer şekilde Reynolds sayısı 24900'den 93500'e yaklaşık 4 kat arttığı durumda, ortalama Nusselt sayısı da yaklaşık 3 kat artmıştır. Şekil 5.1.'de ise iğne-kanat sırasına bağlı, yüzeylerdeki Nusselt sayıları görülmektedir.



Şekil 5.1. S/D=X/D=2.5 dizilimli analizler için sıraya bağlı Nusselt sayıları.

Şekil 5.1.'den görüldüğü üzere akışın kanala giriş hızı arttıkça Nusselt sayıları da artmıştır. $Re=3590$ için Nusselt davranışı tüm sıra boyunca neredeyse sabit devam etmiştir. Ancak $Re=24900$ ve $Re=93500$ durumlarında ilk iki sırada nispeten yüksek, sonrasında 3. ve 4. sıralarda azalan, 4. sıradan sonra ise artan ve sıra sonuna kadar neredeyse sabit devam eden bir Nusselt davranışı gözlenmiştir. Şekil 5.2.'de ise; akışın iğne kanat yüzeyine ilk çarptığı nokta olan durma noktasında akış hızı 0'a yakınken, iğne kanat üst ve alt yüzeyi boyunca bu hız maksimum değerine ulaşır. İğne kanat'tan sonra ise ters yöndeki basınç gradyanları sebebiyle akış yavaşlar ve ayrılma noktasında tekrar 0 değerine ulaşmıştır.



Şekil 5.2. Farklı Reynolds sayılarındaki vektör hız görünümleri.

Şekil 5.2.'den görüldüğü üzere Reynolds sayıları arttıkça akışkanın hız değerleri de artmıştır. En büyük akışkan hızları iğne kanatların köşe noktalarında gözlenmiştir. Özellikle $Re=24900$ ve 93500 durumlarında en büyük akışkan hız değerleri, 2. ve 3. sıra iğne kanatların çevresinde görülmüştür. İğne kanatların arkalarında ise vorteksler meydana gelmiştir. Meydana gelen bu vorteksler akışın bozulmasında ve o bölgelerdeki basınç düşümünde etkili olmuşlardır.

5.2 İğne-Kanat Boyutunun Etkisi

İğne-kanat boyutunun basınç düşümü ve Nusselt sayısına etkisini görebilmek üzere $D=0.508$ cm ve $D=0.846$ cm durumları için analizler gerçekleştirilmiştir.

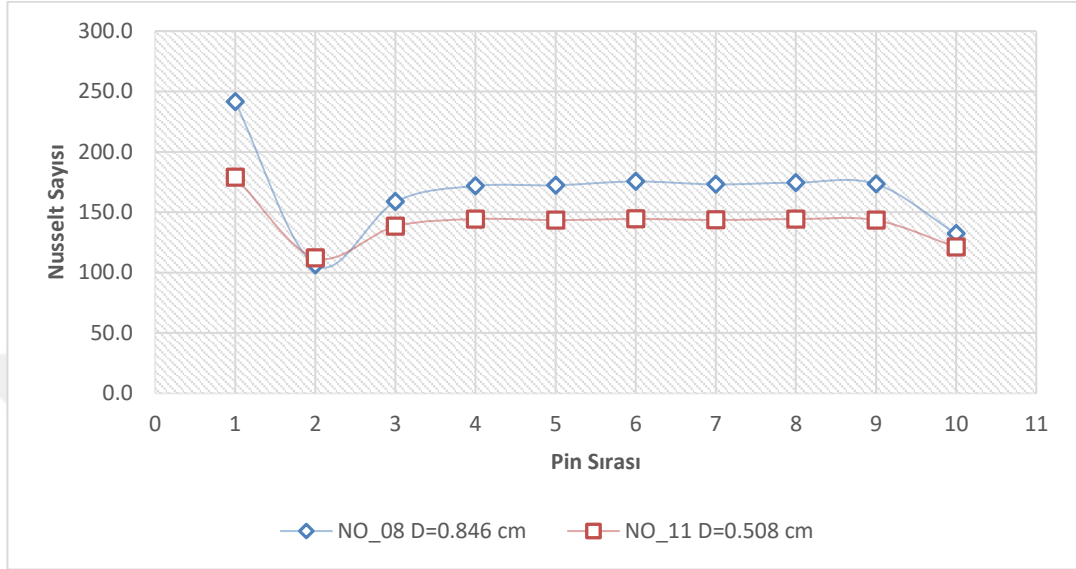
Çizelge 5.5. ve Şekil 5.3.'te 08 ve 11 nolu analizler için iğne-kanat boyutundaki değişimin Nusselt sayıları üzerindeki etkisi görülmektedir.

Çizelge 5.5. İğne-kanat boyutunun Nusselt sayısına etkisi.

Re=24900	D=0.846 cm	D=0.508 cm
	X/D=1.5	X/D=2.5
	NO_08	NO_11
S/D=1.5		
	NUSELT SAYISI	
pin01	241.4	178.8
pin02	106.2	112.2
pin03	158.7	138.3
pin04	171.8	144.3
pin05	172.3	143.5
pin06	175.5	144.4
pin07	173.0	143.6
pin08	174.5	144.3
pin09	173.3	143.4
pin10	132.2	121.1
ORTALAMA	167.9	141.4

08 ve 11 nolu analiz modelleri için $Re=24900$ 'dür. 08 nolu analiz modelinde $D=0.846$ cm olup; $S/D=1.5$, $X/D=1.5$ ve $H/D=1$ 'dir. Yani $S=1.269$ cm, $X=1.269$ cm ve $H=0.846$ cm'dir. 11 nolu analiz modelinde ise $D=0.508$ cm olup; $S/D=1.5$, $X/D=2.5$ ve $H/D=1$ 'dir. Yani $S=0.762$ cm, $X=1.27$ cm ve $H=0.508$ cm'dir. Bu değerlerden de

görüldüğü üzere x doğrultusunda iğne-kanat merkezleri arasındaki mesafeler birbirlerine yakın olsalar da 08 nolu analiz modelindeki altıgen kesitli iğne-kanatın bir kenar uzunluğu, 11 nolu analiz modelindeki geometriye göre daha büyüktür.



Şekil 5.3. $S/D=2.5$, $Re=24900$ analiz modelleri için sıraya bağlı Nusselt sayıları.

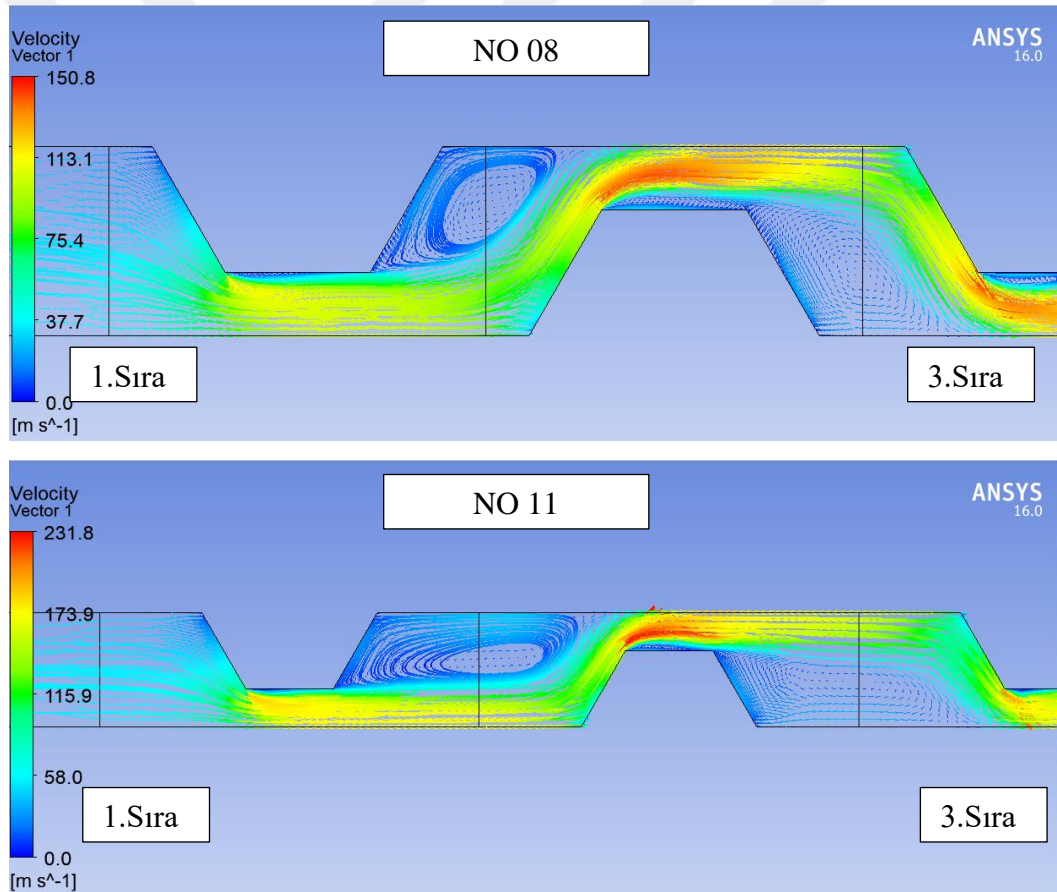
Şekilden görüldüğü üzere 08 nolu analizde elde edilen Nusselt sayıları, 11 nolu analize göre daha yüksektir. Bu durumun sebebi; 08 nolu analiz modelindeki iğne-kanat boyutlarının 11 nolu modele göre daha büyük olmasıdır. Ayrıca her iki modelde de Nusselt sayıları ikinci sırada sert bir şekilde azalırken, 3. sırada hafifçe artmış ve sıranın sonuna kadar neredeyse sabit şekilde devam etmişlerdir.

Çizelge 5.6.'da ise iğne-kanat boyutunun basınç farkına etkisi görülmektedir. Görüldüğü üzere $D=0.846$ cm olduğu 08 nolu analiz modelindeki basınç farkı, $D=0.508$ cm olan 11 nolu analiz modelindeki basınç farkına göre daha düşüktür. Yani aynı Reynolds sayısı için iğne kanatın boyutunun büyütülerek, y doğrultusunda birbirlerinden uzaklaştırılmalarının basınç kaybını yaklaşık olarak %65 azalttığı görülmüştür. Düşey doğrultuda birbirlerine yakın konumlandırılmış iğne-kanatlar; akışı daha fazla bozdukları için bu durumdaki basınç düşümünün fazla olması normaldir. Ayrıca iğne kanat çapının büyük olduğu durum olan 08 nolu analiz modelinde $H/D=1$ olduğu için akışa dik kanal kesit alanı da daha büyüktür. Bu durum da basınç düşümünün küçük olmasında etkili olmuştur.

Çizelge 5.6. İğne-kanat boyutunun basınç farkına etkisi.

	D [cm]	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Alan Ağırlıklı Ortalama Toplam Basınç		
					P_GIRIS [Pa]	P_CIKIS [Pa]	BASINÇ FARKI [Pa]
NO_08	0.846	2.5	1.5	24900	382.4	-37987.7	38370.0
NO_11	0.508	2.5	2.5	24900	898.9	-104875.8	105774.6

Şekil 5.4.'ten görüldüğü üzere iğne kanat çapının büyük olduğu durum olan 08 nolu analiz modelinde iğne-kanat arkasında gözlenen vorteks büyüklüğü, iğne kanat çapının küçük olduğu durum olan 11 nolu analiz modeline göre daha küçüktür. 11 nolu analiz modelinde vorteks'in daha büyük olması, 11 nolu analiz modelindeki basınç düşümünün daha büyük olmasında etkili olmuştur.



Şekil 5.4. S/D=2.5, Re=24900 analiz modelleri için vektör hız görünüşleri.

Çizelge 5.7.'de 08 nolu analiz modelinin sonuçları görülmektedir. Çizelgeden görüldüğü üzere logaritmik sıcaklık farkı sıraya bağlı olarak azalmaktadır. Sıraya bağlı ısı transferi miktarındaki değişim ise, doğrudan ısı taşınım katsayısı davranışından etkilenmektedir.

Çizelge 5.7. 08 nolu analiz sonuçları.

Re=24900	T _{m,in} [K]	T _{m,out} [K]	T _s [K]	Delta T Logm	D (m)	q (kw)	h (w/m ² K)	Nu
01 NOLU PIN	300.00	301.82	320	19.07	0.00846	1.64E-03	771.5	241.4
02 NOLU PIN	301.82	302.56	320	17.80	0.00846	6.74E-04	339.6	106.2
03 NOLU PIN	302.56	303.62	320	16.90	0.00846	9.56E-04	507.1	158.7
04 NOLU PIN	303.62	304.68	320	15.84	0.00846	9.70E-04	549.0	171.8
05 NOLU PIN	304.68	305.69	320	14.80	0.00846	9.09E-04	550.8	172.3
06 NOLU PIN	305.69	306.64	320	13.83	0.00846	8.65E-04	560.9	175.5
07 NOLU PIN	306.64	307.52	320	12.91	0.00846	7.96E-04	553.0	173.0
08 NOLU PIN	307.52	308.34	320	12.06	0.00846	7.50E-04	557.6	174.5
09 NOLU PIN	308.34	309.11	320	11.26	0.00846	6.96E-04	553.9	173.3
10 NOLU PIN	309.11	309.66	320	10.61	0.00846	5.00E-04	422.5	132.2

5.3 İğne-Kanatların Birbirlerine Olan Mesafesinin Etkisi

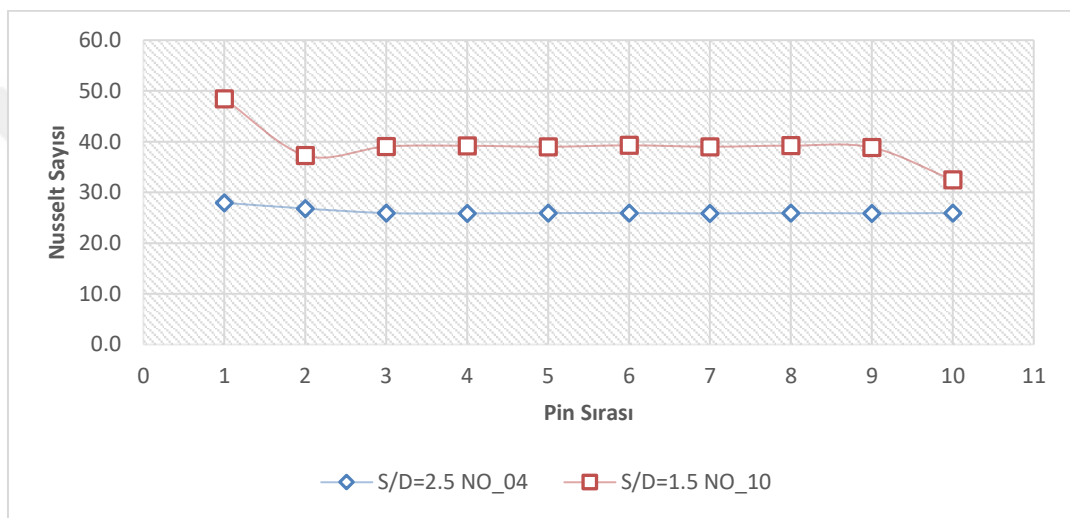
İğne-kanatların birbirlerine olan mesafelerinin Nusselt sayısı ve basınç düşümü üzerindeki etkisini görebilmek üzere analizler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.8. ve Şekil 5.5.'te 04 ve 10 nolu analizler için iğne-kanatların düşey düzlemde (y doğrultusu) birbirlerine olan mesafelerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

Çizelge 5.8. S/D oranının Nusselt sayısına etkisi.

Re=3590	D=0.508 cm, X/D=2.5	
	S/D=2.5	S/D=1.5
	NO_04	NO_10
	NUSELT SAYISI	
pin01	27.9	48.4
pin02	26.8	37.3
pin03	25.9	39.0
pin04	25.9	39.2
pin05	25.9	39.0
pin06	25.9	39.3
pin07	25.9	39.0
pin08	25.9	39.2
pin09	25.9	38.8
pin10	25.9	32.4
ORTALAMA	26.2	39.2

04 ve 10 nolu analiz modelleri için akış giriş hızları eşit ve $Re=3590$ 'dır. 04 nolu analiz modelinde $D=0.508$ cm olup; $S/D=2.5$, $X/D=2.5$ ve $H/D=1$ 'dir. Yani $X=S=1.27$ cm ve $H=0.508$ cm'dir. 10 nolu analiz modelinde ise $D=0.508$ cm olup; $S/D=1.5$, $X/D=2.5$ ve $H/D=1$ 'dir. Yani $S=0.762$ cm, $X=1.27$ cm ve $H=0.508$ cm'dir. Bu değerlerden de görüldüğü üzere 10 nolu analiz modelindeki altıgen kesitli iğne-kanatlar arası düşey doğrultudaki mesafe değeri, 04 nolu analiz modelindeki geometriye göre daha küçüktür. Yani 10 nolu analiz modelindeki iğne-kanatlar birbirlerine düşey doğrultuda daha yakın konumlandırılmışlardır.



Şekil 5.5. $X/D=2.5$, $Re=3590$ analiz modelleri için sıraya bağlı Nusselt sayıları.

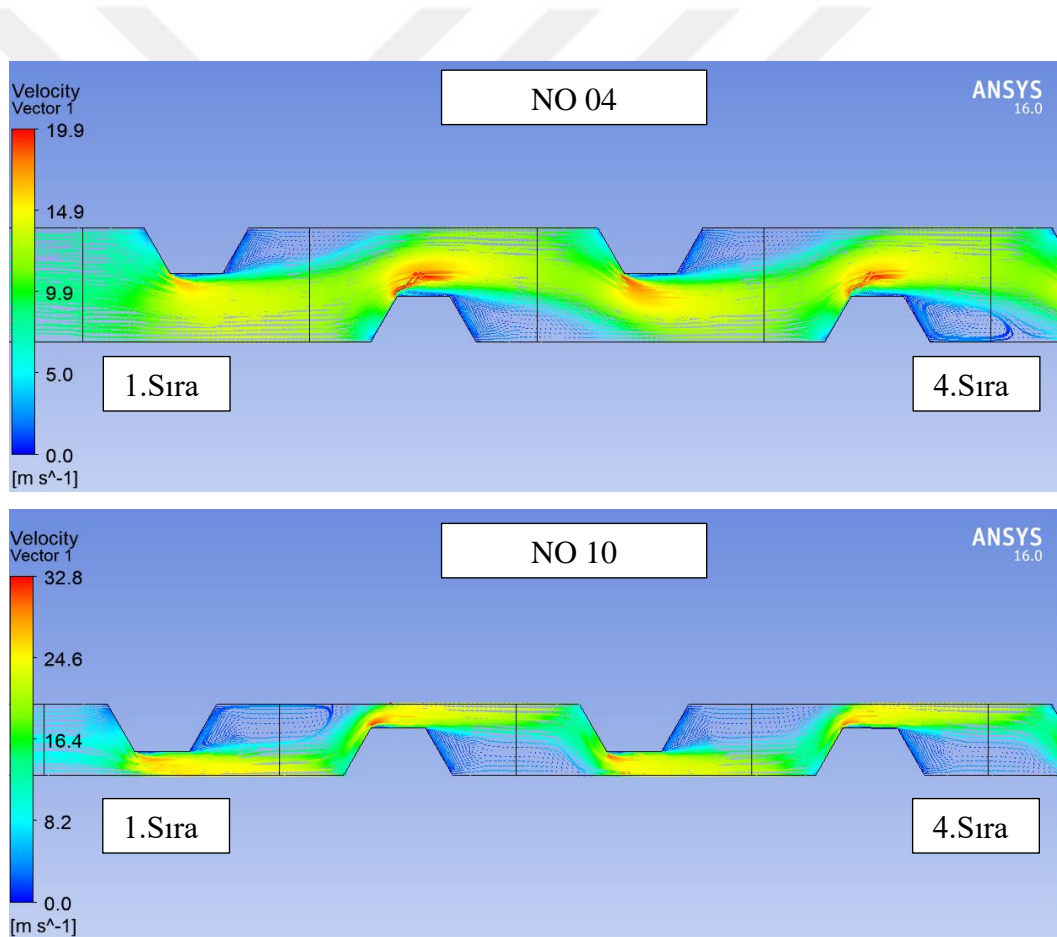
Şekilden görüldüğü üzere 10 nolu analizde elde edilen Nusselt sayıları, 04 nolu analize göre daha yüksektir. Bu durumun sebebi; 10 nolu analiz modelindeki iğne-kanatların düşey doğrultuda birbirlerine daha yakın olmaları ve akışın nispeten daha dar bir boğazdan akmak zorunda kalmasıdır.

Çizelge 5.9.'da ise S/D oranının basınç farkına etkisi gösterilmiştir. Çizelgeden görüldüğü üzere düşey doğrultuda birbirine daha yakın mesafede konumlandırılmış olan 10 nolu analiz modelindeki basınç farkı, 04 nolu analiz modelindeki basınç farkına göre yaklaşık olarak %80 daha fazladır.

Çizelge 5.9. S/D oranının basınç farkına etkisi.

	D [cm]	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Alan Ağırlıklı Ortalama Toplam Basınç		
					P_GIRIS [Pa]	P_CIKIS [Pa]	BASINÇ FARKI [Pa]
NO_04	0.508	2.5	2.5	3590	8.6	-432.7	441.3
NO_10	0.508	1.5	2.5	3590	8.6	-2318.0	2326.6

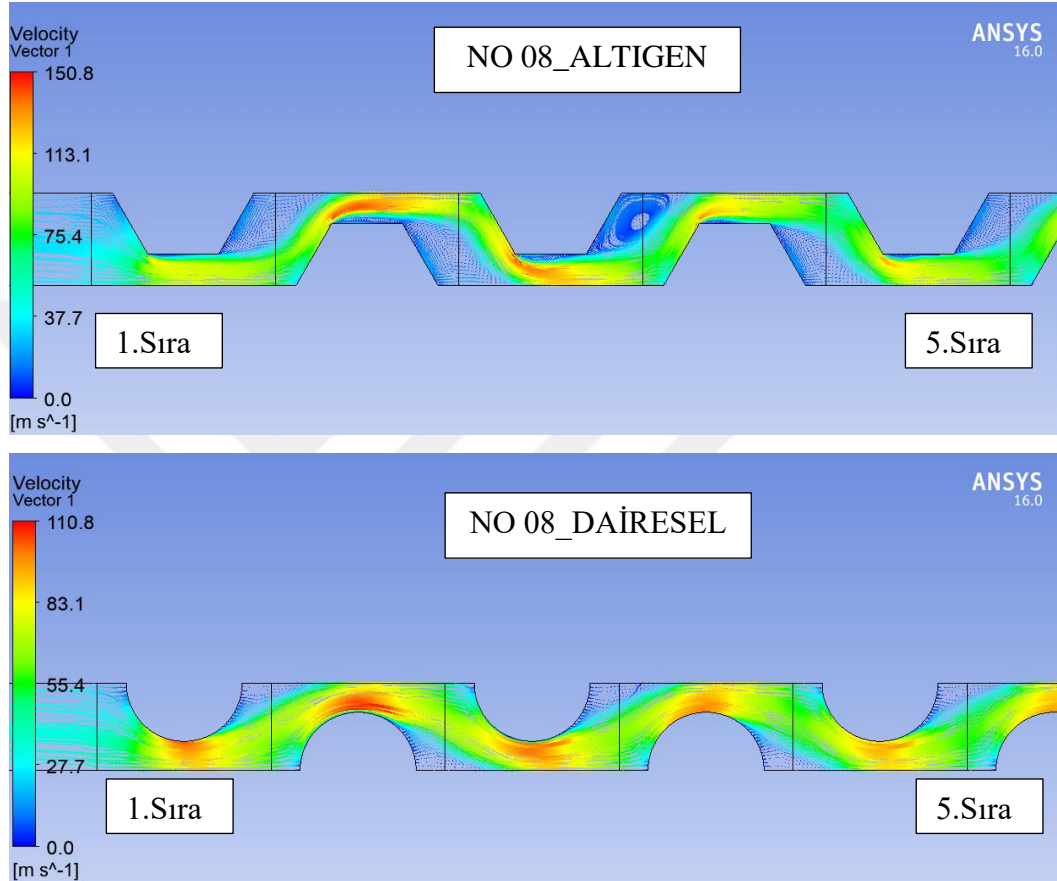
Şekil 5.6.'dan görüldüğü üzere iğne kanatlar düşey doğrultuda birbirlerine yaklaştırıldıklarında iğne kanatlar arasından geçen akışkanın hızı artmış ve iğne kanatların arkasında meydana gelen vorteksler uzayarak eliptik bir şekli andırmıştır. Meydana gelen daha büyük ve daha uzun vorteksler ise basınç düşümünün daha büyük olmasında etkili olmuştur.



Şekil 5.6. X/D=2.5, Re=3590 analiz modelleri için vektör hız görünümüleri.

5.4 İğne-Kanat Şeklinin Etkisi

İğne kanat şeklinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini görebilmek üzere analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.7. Farklı kesitli iğne-kanatların vektör hız görünüşleri.

Şekil 5.7.'den görüldüğü üzere, altıgen kesitli iğne kanatlar etrafından akan akış daha hızlıdır. Altıgen kesitli iğne kanatlar akışı daha fazla bozduğu ve akışa karşı daha büyük bir direnç oluşturdukları için altıgen kesitli iğne kanatların arkalarında gözlenen vorteksler daha baskındır. Bu vorteksler ise altıgen kesitli iğne kanatlardaki basınç düşümünün daha büyük olmasında etkili olmuşlardır. Silindirik kesitli iğne kanatlarda ise daha pürüzsüz bir akış davranışı gözlenmiştir.

Çizelge 5.10. ve Şekil 5.8.'de $Re=24900$ için Metzger'in (1982) dairesel kesitli iğne-kanat dizilimi ile bu tez çalışması kapsamında incelenen altıgen kesitli iğne-kanat

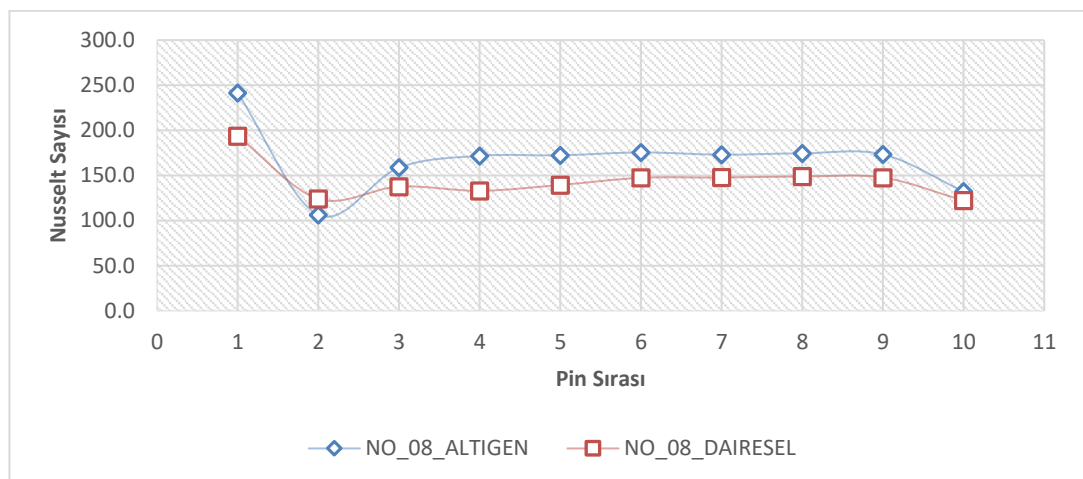
dizilimlerinin ısı transferi ve basınç düşümü performansı bakımından karşılaştırması görülmektedir.

Çizelge 5.10. $Re=24900$ için farklı iğne-kanat kesitinin basınç düşümüne etkisi.

	D [cm]	S/D	X/D	Reynolds Sayısı	Alan Ağırlıklı Ortalama Toplam Basınç		
					P_GIRIS [Pa]	P_CIKIS [Pa]	BASINÇ FARKI [Pa]
NO_08_ALTIGEN	0.846	1.5	1.5	24900	382.4	-37987.7	38370.0
NO_08_SILINDIRIK	0.846	1.5	1.5	24900	382.7	-14252.1	14634.7

Çizelge 5.10.'dan görüldüğü üzere basınç düşümleri açısından bir karşılaştırılma yapılırsa altıgen kesitli iğne-kanatlardaki basınç düşümü, dairesel kesitli iğne-kanatlardaki basınç düşümüne göre yaklaşık %62 daha fazladır. Bu durumun sebebi, köşeli yapısı sebebiyle altıgen kesitli iğne kanatlarda akışın daha fazla bozulmasıdır. Akış daha fazla bozulduğu için basınç düşümü de daha fazla gözlenmiştir.

Şekil 5.8.'de sıraya bağlı Nusselt sayılarındaki değişim görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere farklı kesitli iğne-kanatların sıraya bağlı Nusselt değişim eğilimleri benzerdir.



Şekil 5.8. Farklı kesitli iğne-kanatların sıraya bağlı Nusselt değişimi.

Çizelge 5.11.'de ise altıgen kesitli dizilimde gözlenen ortalama Nusselt sayısı değeri, dairesel kesitli dizilimde gözlenen ortalama Nusselt sayısı değerine yakın olmasına rağmen ondan yaklaşık %14 daha yüksektir. Altıgen kesitli dizilimde, akış daha fazla

bozulduğu için akıştaki türbülans da daha fazla oluşmuş ve buna bağlı olarak Nusselt sayıları da yükselmiştir.

Çizelge 5.11. Farklı kesitlerin iğne-kanat yüzey Nusselt sayısına etkisi.

Re=24900	D=0.846 cm, S/D=X/D=1.5	
	NO_08_ALTIGEN	NO_08_DAIRESSEL
	NUSELDT SAYISI	
pin01	241.4	193.5
pin02	106.2	124.1
pin03	158.7	137.7
pin04	171.8	132.9
pin05	172.3	139.4
pin06	175.5	147.3
pin07	173.0	147.6
pin08	174.5	148.8
pin09	173.3	147.6
pin10	132.2	122.2
ORTALAMA	167.9	144.1

5.5 En Etkili Parametreler

Yapılan analiz çalışmaları sonucunda; iğne-kanat yüzeylerinde gözlenen Nusselt sayısı ve kanal giriş-çıkışı arasındaki basınç düşümüne etki eden en etkili parametreler belirlenmek üzere analiz sonuçları incelenmiştir.

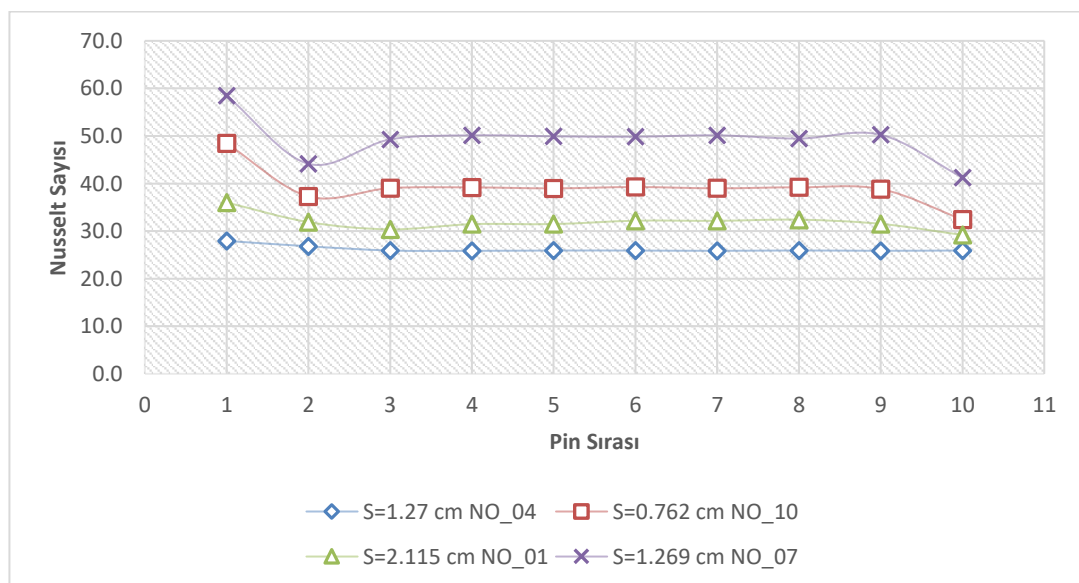
07 ve 01 nolu analiz modellerinde iğne kanat çapları eşit ve 0.846 cm iken, 07 nolu analiz modelindeki iğne kanatlar düşey doğrultuda birbirlerine daha yakın konumlandırılmışlardır. 04 ve 10 nolu analiz modellerinde de iğne kanat çapları eşit, fakat 0.508 cm iken, 10 nolu analiz modelindeki iğne kanatlar düşey doğrultuda birbirlerine daha yakın konumlandırılmışlardır.

Çizelge 5.12.'de Re=3590 iken farklı dizilim seçeneklerindeki 01, 04, 07 ve 10 nolu analiz modelleri için akışkanın Nusselt sayısı davranışı görülmektedir. Çizelgeden görüldüğü üzere en yüksek Nusselt sayıları 07 nolu analiz modelinde gözlenirken, onu sırasıyla 10, 01 ve 04 nolu analiz modelleri izlemiştir. Yani iğne-kanat dizilim seçenekleri arasında Nusselt sayısı üzerindeki en önemli etken parametreleri; iğne-kanat çapı ve büyüklüğü, sonrasında ise y doğrultusunda iğne-kanatların birbirlerine olan mesafeleridir.

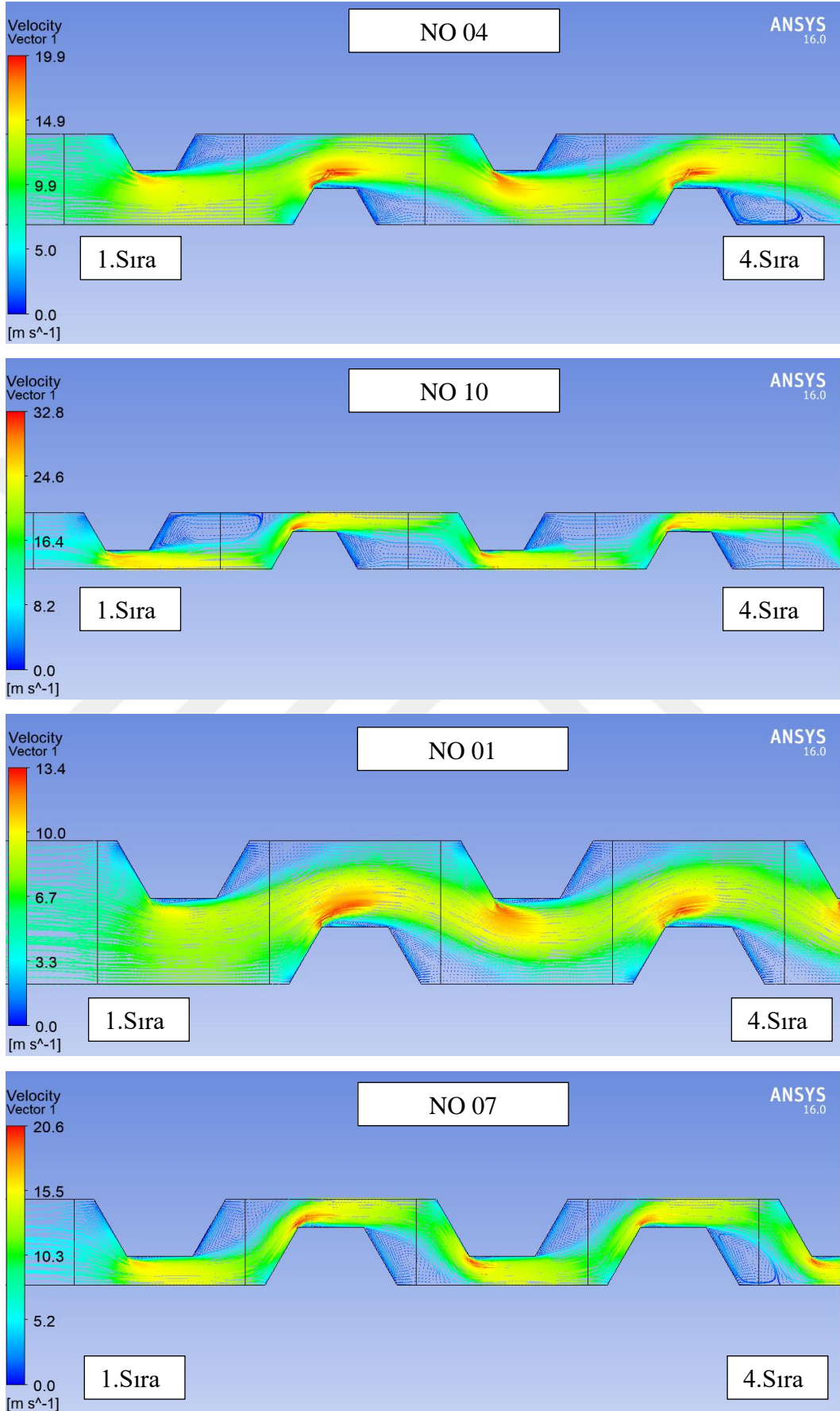
Çizelge 5.12. Farklı boyut ve dizilimlerin iğne-kanat yüzey Nusselt sayısına etkisi.

Re=3590	H=D=0.508 cm		H=D=0.846 cm	
	X=1.27 cm		X=1.269 cm	
	S=1.27 cm	S=0.762 cm	S=2.115 cm	S=1.269 cm
	NO_04	NO_10	NO_01	NO_07
NUSSELT SAYISI				
pin01	27.9	48.4	36.0	58.5
pin02	26.8	37.3	31.9	44.2
pin03	25.9	39.0	30.4	49.3
pin04	25.9	39.2	31.5	50.1
pin05	25.9	39.0	31.5	49.9
pin06	25.9	39.3	32.2	49.8
pin07	25.9	39.0	32.2	50.1
pin08	25.9	39.2	32.4	49.5
pin09	25.9	38.8	31.5	50.3
pin10	25.9	32.4	29.2	41.3
ORTALAMA	26.2	39.2	31.9	49.3

Analiz sonuçlarından görüldüğü üzere, iğne-kanat büyüklüğü arttıkça ve iğne kanatlar düşey doğrultuda birbirlerine yakın konumlandırıldıkça Nusselt sayıları da yükselmiştir. Şekil 5.9.'dan görüldüğü üzere tüm dizilimlerde Nusselt sayısı davranışları benzerdir ve sıraya bağlı olarak ikinci sırada azalmış olup sonraki sıralarda neredeyse sabit devam etmiştir.



Şekil 5.9. Farklı boyut ve dizilimlerdeki sıraya bağlı Nusselt değişimi.



Şekil 5.10. Farklı boyut ve dizilimlerdeki vektör hız görünüşleri.

Şekil 5.10'dan görüldüğü üzere iğne kanatlar arasındaki en büyük akış hız değeri 10 nolu dizilimde gözlenmiş olup onu sırasıyla 07, 04 ve 01 nolu dizilimler izlemiştir. İğne kanatlar düşey doğrultuda birbirlerine yaklaştıkça akış daha dar bir boğazdan akmak zorunda kaldığı için iğne kanatlar etrafından akan akışın hızı artmıştır. Buna bağlı olarak iğne kanatların arkasında meydana gelen vorteks büyüklükleri yükselmiş ve bu durum basınç düşümünün artmasında etkili olmuştur.

İğne-kanat dizilim seçeneklerinde mümkün olan en büyük ısı transferi yani en büyük Nusselt değerleri istenirken, diğer bir taraftan basınç düşümünün de az olması istenir. Çizelge 5.13.'de bahsi geçen bu dizilimler için basınç düşümü değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.13. Farklı boyut ve dizilimlerin iğne-kanat basınç düşümüne etkisi.

	S/D	X/D	D (cm)	Reynolds Sayısı	Alan Ağırlıklı Ortalama Toplam Basınç		
					P_GIRIS [Pa]	P_CIKIS [Pa]	BASINÇ FARKI [Pa]
NO_01	2.5	1.5	0.846	3590	5.5	-195.6	201.0
NO_04	2.5	2.5	0.508	3590	8.6	-432.7	441.3
NO_07	1.5	1.5	0.846	3590	5.5	-814.0	819.5
NO_10	1.5	2.5	0.508	3590	8.6	-2318.0	2326.5

Çizelgeden görüldüğü üzere basınç düşümü bakımından en büyük değer 10 nolu dizilimde gözlenmiştir. Onu sırasıyla 07, 04 ve 01 nolu dizilimler izlemiştir. Basınç düşümü ve Nusselt sayısı bakımından genel bir değerlendirme yapılacak olursa; en uygun seçenek ise 01 nolu dizilim seçeneği olacaktır. Çünkü 01 nolu seçeneğin Nusselt sayısı değeri yüksek iken, basınç düşümü değeri küçüktür.

6 SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Çalışmanın Genel Değerlendirmesi

Yapılan bu tez çalışması kapsamında; gaz türbinli motorlar için kritik konulardan biri olan türbin soğutma teknolojileri incelenmiş, dış ve iç soğutma teknolojileri hakkında genel hatları ile bilgiler verildikten sonra iğne-kanat soğutma konusu üzerinde durulmuştur. Daha sonra konu ile ilgili teorik bilgiler verilmiş, yapılan literatür taramaları özetlenmiş ve bu taramalar sonucunda tespit edilen bir deneysel çalışmanın; analiz modelinin doğrulama çalışması olarak kullanılmasına karar verilmiştir. Yapılan doğrulama ve ağdan bağımsızlık çalışmalarıyla; uygulanan modelleme ve analiz yaklaşımının güvenilirliği tespit edilmiş olup, analiz planına göre farklı kesit, dizilim, boyut ve Reynolds sayılarına göre analizler gerçekleştirilmiştir. Tüm bu çalışmalardan sonra ise; yapılan analizler sonucunda elde edilen bulgular paylaşılmıştır.

Yapılan analiz sonuçlarına bakılarak, genel hatları ile elde edilen bulgular özetlenirse;

- Reynolds sayıları arttıkça iğne-kanat yüzeylerinde gözlenen Nusselt sayıları da artmıştır.
- İğne-kanatlar düşey düzlemde(y doğrultusunda) birbirlerine yakınlaştıkça iğne-kanat yüzeylerinde gözlenen Nusselt sayıları yaklaşık %33 artmıştır.
- İğne-kanat büyüklüğü arttıkça, iğne-kanat yüzeylerinde gözlenen Nusselt sayıları da %15 kadar artmıştır.
- Nusselt sayıları üzerindeki en etkili parametrelerin; iğne-kanat büyüklüğü ve iğne-kanatların düşey düzlemdeki birbirlerine olan mesafesi olduğu görülmüştür.
- Dairesel kesitli iğne-kanat yerine altıgen kesitli iğne-kanat kullanılmasının Nusselt sayılarını %14 kadar artırdığı görülmüştür.
- Fakat Nusselt sayılarını artıran bu etkilerin, aynı zamanda istenmeyen bir durum olan basınç düşümünü de artırdığı görülmüştür.

6.2 Planlanan Çalışmalar

“Farklı Kesitli Kaydırılmış Kısa İğne-Kanat Dizilimlerinin Isı Transferi ve Basınç Kaybı Üzerine Etkisi” konulu bu tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalardan sonra ileride test düzenekleri kurularak, analiz sonuçlarının test sonuçları ile karşılaştırılması yapılabilir. Ayrıca bu tez çalışması kapsamında kanal yüksekliklerinin sabit olduğu kabul edilmiştir. Fakat türbin bıçaklarının dar firar kenarlarında; sabit değil, firar kenarına doğru daralan, yamuk şeklini andıran bir kanal yapısı mevcuttur. Analiz modelini bu geometrik şekle uyarlayarak ilave analizler gerçekleştirilmesinde ve bu analizlerin de eğer mümkünse yapılacak test çalışmaları ile doğrulanarak çalışma sonuçlarının literatürde yer alan mevcut bilgi birikimine kazandırılmasında fayda olacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Arora, S.C., Abdel-Messeh, W.A., 1989, Characteristics of partial length circular pin fins as heat transfer augmentors for airfoil internal cooling passages, ASME 89-GT87
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2015, Isı ve kütle geçişinin temelleri, Palme Yayıncılık, s. 455-477
- Bunker, R.S., 2006, Cooling design analysis, The gas turbine handbook, 4.2.1, 295-307 p.
- Chyu, M.K., Hsing, Y.C., Shih, T.I.P., Natarajan, V., 1998, Heat transfer contributions of pims and endwall in pin-fin arrays: effects of thermal boundary condition modeling, ASME 98-GT-175
- Chyu, M.K., 1990, Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with pim-endwall fillet, ASME Vol.112, 926-932
- Chyu, M.K., Hsing, Y.C., Natarajan, V., 1998, Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel, ASME Vol.120, 362-367
- Çengel, Y.A., Ghajar, A.J., 2015, Isı ve kütle transferi esaslar ve uygulamalar, Palme Yayıncılık, s. 417-446.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2015, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, Palme Yayıncılık, s. 483-535
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2012, Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven Bilimsel, s. 817-870
- Dimas, Sotirios., 2005, A cfd analysis of the performance of pin-fin laminar flow micro/meso scale heat exchangers, Naval Postgraduate School, Thesis
- Goldstein, R.J., Jabbari, M.Y., Chen, S.B., 1994, Convective mass transfer and pressure loss characteristics of staggered short pin-fin arrays, Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.37. 149-160
- Hamilton, L.J., 2003, Numerical and experimental analysis of the performance of staggered short pin-fin heat exchangers, Naval Postgraduate School, Thesis

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Han, J.C., Wright, L.M., 2006, Enhanced internal cooling of turbine blades and vanes, The gas turbine handbook, 4.2.2.2, 321-346 p.
- Han, J.C., Dutta, S., Ekkad S., 2013, Gas turbine heat transfer and cooling Technology, 442-478 p.
- Hwang, J.J., Lu, C.C., 2000, Lateral-flow effect on endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin trapezoidal duct of various pin shapes, ASME 2000-GT-0232
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2013, Principles of heat and mass transfer, 434-485 p.
- Kumaran, T.K., Han, J.C., Lau, S.C., 1990, Augmented heat transfer in a pin fin channel with short or long ejection holes, Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.34 2617-2628
- Metzger, D.E., Berry, RA, Bronson, J.P., 1982, Developing heat transfer in Rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins, ASME Vol.104, 700-706
- Metzger, D.E., Fan, S.C., Haley, S.W., 1984, Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays, ASME Vol.106, 252-257
- Metzger, D.E., Shepard, W.B., Haley, S.W., 1986, Row resolved heat transfer Variations in pin-fin arrays and flow convergence, ASME 86-GT-132
- Moshfegh, B., Nyireddy, R., 2004, Comparing RANS models for flow and thermal Analysis of pin fin heat sinks, 15th Australasian Fluid Mechanics Conference
- Soğancı, S., Hepkaya, E., Elmas, C., İnci, U.İ., Elmas, Z., 2015, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kursu (Derl.), TMMOB Makine Mühendisleri Odası Ankara Şube Bilgisayarlı Eğitim Merkezi, s. 4-10
- VanFossen, G.J., 1982, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, ASME Vol.104, 268-274
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., 2007, An introduction to computational fluid dynamics, 19 p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Willett, F.T., Bergles, A.E., 2002, Heat transfer in rotating narrow rectangular pin-fin ducts, *Experimental Thermal and Fluid Science* 25, 573-582

Wright, L.M., Lee, E., Han, J.C., 2003, Effect of rotation on heat transfer in narrow rectangular cooling channels with pin-fins, *ASME GT2003* 38340

