

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPTIRMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL
VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Bora KÜÇÜKALPELLİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

HAZİRAN 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPTIRMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL
VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mehmet Bora KÜÇÜKALPELLİ
503181145**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU

HAZİRAN 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503181145 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet Bora KÜÇÜKALPELLİ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPTIRMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Emre ALPMAN
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : **11 Haziran 2021**
Savunma Tarihi : **30 Haziran 2021**





Sevgili Aileme,



ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana her daim bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren, anlayışlı, hoşgörülü ve bizlere her zaman pozitif olarak yaklaşan saygıdeğer tez hocam Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU'na saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Deney yapmamda yardımcı olan ve kendi çalışmasında bana da yer veren sayın Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN hocama minnettarım. Beni her koşulda karşılıksız destekleyen canım annem Şebnem KÜÇÜKALPELLİ, babam Ünsal KÜÇÜKALPELLİ ve kardeşim Ece KÜÇÜKALPELLİ'ye teşekkürlerimi sunuyorum. Her çıkmaza düştüğümde bana destek olan Aslı Naz ÜNLÜ'ye ve dostlarıma sonsuz teşekkürlerimi iletmekteyim. Akademik çalışmalarımda beni destekleyen Onur ORUÇ'a da teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2021

Mehmet Bora KÜÇÜKALPELLİ
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
2. GAZ TÜRBİNLİ MOTORLAR VE SOĞUTMA TEKNİKLERİ	3
2.1 Gaz Türbinli Motorlarda Soğutmanın Önemi	4
2.2 Gaz Türbinli Motorlarda Soğutma Teknikleri	5
2.2.1 İçten soğutma yöntemleri.....	6
2.2.2 Dıştan soğutma yöntemleri	6
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE TEZİN AMACI	7
3.1 Literatür Araştırması	7
3.2 Tezin Amacı	17
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	19
4.1 Venturimetre ve Debi Hesabı.....	21
4.2 Deney Aşamaları	24
5. MATEMATİKSEL MODEL	27
5.1 Jet Darbeli Soğutmadaki Boyutsuz İfadeler.....	27
5.2 Jet Darbeli Soğutma Teorik Bilgi.....	28
5.3 Süreklilik Denklemi	29
5.4 Momentum Denklemi	29
5.5 Enerji Denklemi	29
5.6 k- ω STT Türbülans Modeli	30
6. ANALİZ MODELİNİN DENEYSEL VERİLER İLE DOĞRULANMASI... 33	33
6.1 HAD Modellemesi	33
6.2 Sonuçlar.....	40
7. FARKLI JET KONFIGÜRASYONLARI.....	45
7.1 X/D Etkisi.....	46
7.2 Y/D Etkisi.....	47
7.3 Re Etkisi.....	48
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	53
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ.....	57



KISALTMALAR

3B	: Üç Boyutlu
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SST	: Kayma Gerilmeleri Taşınım (Shear Stress Transport)





SEMBOLLER

C_f	: Sürtünme Katsayısı
D_a	: Venturimetre Giriş Çapı
D_b	: Venturimetre Çıkış Çapı
G_k	: Türbülans Kinetik Enerjisi Üretimi
G_ω	: Özgül Disipasyon Üretimi
P_a	: Venturimetre Giriş Basıncı
P_b	: Venturimetre Çıkış Basıncı
S_k	: Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi
S_ω	: Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi
Y_k	: k Disipasyonu
Y_ω	: ω Disipasyonu
\dot{m}	: Kütleli Debi
y^+	: Boyutsuz Duvar Uzunluğu
Δs	: Çözüm Ağı Eleman Boyutu
CPU	: İşlemci
D	: Jet Çapı
GPU	: Ekran kartı
h	: Isı Taşınım Katsayısı
k	: Türbülans Kinetik Enerjisi, Isı İletim Katsayısı
L	: Karakteristik Uzunluk
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
u, v, w	: Hız Bileşenleri
X	: Jet Deliklerinin Merkezleri Arasında Mesafe
Y	: Jet Deliklerinin Hedef Yüzey İle Arasındaki Mesafe
Q	: Hacimsel Debi
Φ	: Disipasyon
ε	: Yayınım Hızı
μ	: Dinamik Viskozite

ρ : Yoğunluk
 ω : Özgül Disipasyon



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Deneylerde elde edilen basınç farkı değerleri.	22
Çizelge 4.2 : İlk üç deney için sisteme sağlanan havanın hız ve debi değerleri.	24
Çizelge 4.3 : Deney sonuçları.	26
Çizelge 6.1 : Çözüm ağı sayısından bağımsızlık çalışması sonuçları.	38
Çizelge 7.1 : Yapılan analizlerde incelenen parametreler.	45





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Farklı amaçlarla kullanılan gaz türbini örnekleri (a) uçak motoru (b) tank motoru (c) enerji santralinde kullanılan bir motor.	3
Şekil 2.2 : Türbin giriş sıcaklıkları ve malzeme çalışma sıcaklıklarının yıllara göre değişimi [2].	5
Şekil 2.3 : Hava ile soğutma teknikleri [3].	6
Şekil 3.1 : Hedef yüzeyin jet çarpması ile soğutulmasını gösteren şema.	9
Şekil 3.2 : Ana bileşenleri ile birlikte gösterilen gaz türbinli motor örneği [1].	10
Şekil 3.3 : Brayton çevrimi (a) Açık çevrim (b) Kapalı çevrim [10].	12
Şekil 3.4 : Jet geometrisi ve yerleşimine ilişkin bazı ölçüler.	13
Şekil 3.5 : Hedef yüzey ile jet eksenleri arasındaki açının etkisinin incelendiği deney şeması [12].	13
Şekil 3.6 : Eliptik kesit geometrisine sahip jet konfigürasyonları [15].	15
Şekil 3.7 : Deneysel veriler ile farklı türbülans modelleri ile alınan sayısal çözüm karşılaştırması [18].	16
Şekil 4.1 : Deney düzeneği şeması [21].	19
Şekil 4.2 : Deney düzeneği şeması.	20
Şekil 4.3 : Deney düzeneği.	21
Şekil 4.4 : Örnek venturimetre.	22
Şekil 4.5 : Venturimetre şematik gösterim.	23
Şekil 4.6 : 46 A akım verilen sistemde sıvı kristal renklenmesi.	25
Şekil 4.7 : 59,5 A akım verilen sistemde sıvı kristal renklenmesi.	25
Şekil 5.1 : Jet darbeleri soğutmadaki akış bölgeleri [23].	28
Şekil 6.1 : Analiz modeli geometrisi (a) perspektif görünüş (b) üstten görünüş.	33
Şekil 6.2 : Analiz modeli geometrisi A-A kesit görünüşü.	34
Şekil 6.3 : Analiz modeli akış hacmi (a) perspektif görünüş (b) kesit görünüş.	35
Şekil 6.4 : Analiz modeli akış hacmi (a) perspektif görünüş (b) simetri şartına göre basitleştirilmiş akış hacmi.	35
Şekil 6.5 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısı eleman tipleri [26].	36
Şekil 6.6 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısı.	37
Şekil 6.7 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısındaki sınır tabaka ağı.	37
Şekil 6.8 : Doğrulama çalışmalarında kullanılan HAD modeli için duvar y + değerleri a) tüm kışkan duvarları b) hedef yüzey duvarı.	38
Şekil 6.9 : Analiz modellerinde kullanılan sınır şartları.	39
Şekil 6.10 : Hız sonuçları.	40
Şekil 6.11 : Duvar sıcaklığı sonuçları.	40
Şekil 6.12 : 30-35 °C çalışma aralığı için analiz ve deney sonuçlarına göre hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması.	42
Şekil 6.13 : 32-37 °C çalışma aralığı için analiz ve deney sonuçlarına göre hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması.	43
Şekil 7.1 : Y/D oranı 2 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) X/D=2 b) X/D=3 c) X/D=4.	46

Şekil 7.2 : Y/D oranı 2 için jet bölgesindeki hız vektörleri a) X/D=2 b) X/D=3 c) X/D=4.....	47
Şekil 7.3 : X/D oranı 3 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) Y/D=1 b) Y/D=2 c) Y/D=3.	48
Şekil 7.4 : X/D oranı 3 için jet bölgesindeki hız değerleri a) Y/D=1 b) Y/D=2 c) Y/D=3.....	48
Şekil 7.5 : Tüm analizlere ait hedef yüzey duvar sıcaklıkları analiz numaraları a) 1 b) 2 c) 3 d) 4 e) 5 f) 6 g) 7 h) 8 i) 9.	49
Şekil 7.6 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) Re=20500 b) Re=24500 c) Re=28500.	50
Şekil 7.7 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için jet bölgesi hız değerleri a) Re=20500 b) Re=24500 c) Re=28500.	50
Şekil 7.8 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için hedef yüzey ısı taşınım katsayısı değerleri a) Re=20500 b) Re=24500 c) Re=28500.....	51



TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPTIRMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde artan güç ihtiyacı sebebiyle herhangi bir amaçla güç üretiminde kullanılan bir cihazda yüksek verimlere ulaşılması büyük önem kazanmıştır. Yüksek verimlere ulaşılmasının yanı sıra cihazların boyut olarak küçültülmesi de bir tasarım gereksinimi haline gelmiştir. Yüksek verimlerde yüksek güç elde etmek, küçülen boyutların etkisiyle önemli bir soğutma ihtiyacını da beraberinde getirmektedir. Özellikle elektronik komponentlerde ve kimyasal enerjinin mekanik enerjiye çevrildiği motorlarda soğutma ihtiyacı önem kazanmıştır. Bilgisayarlarda kullanılan ekran kartları ile işlemcilerden küçük boyutlu ve yüksek performanslı olmaları beklenmektedir. Anılan bilgisayar parçaları yüksek güç yoğunluğuna sahip olmaları sebebiyle oldukça ısınmaktadır ve bu parçaların malzeme yapıları belirli bir sıcaklıktan sonra bozulmaktadır. Bu sebeple, anılan bilgisayar parçalarının soğutulmaları gerekmektedir. İlgili bilgisayar parçalarına ek olarak, özellikle askeri araçlarda kullanılan motorlarda parçaların soğutulması verimli güç elde etmek için gerekli bir işlemdir.

Bazı enerji santrallerinde ve hava araçlarında itki elde etmek için kullanılan gaz türbinli motorların günümüzde yüksek verimlerde yüksek güç elde etmesi için çalışmalar yapılmaktadır. Gaz türbinli motorlar brayton güç çevrimine göre çalışmaktadır. Brayton güç çevriminde, sistemde hava kompresör yardımı ile basınçlandırılarak yanma odasına gönderilip yanma işlemi gerçekleştirilir. Yanma sonucunda oluşan sıcak yanma sonu gazları türbine gönderilerek kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüşümü gerçekleştirilir.

Gaz türbinli motorlarda verimi arttırmak için kompresördeki sıkıştırma oranı artırılabilir. Ancak bu durumda yanma odasına giren havanın sıcaklığı artmaktadır. Yanma sırasında verilen enerji sebebiyle yanma odasından çıkan yanma sonu gazlarının da sıcaklıkları artmaktadır. Sıcaklığı artan yanma sonu gazları türbin bölgesindeki parçaların malzeme yapısını bozacak seviyelere çıkmaktadır. Bu sebeple, yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemeler üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Ancak, belirli bir seviyeye kadar çıkartılabilen malzeme eşik sıcaklıkları yeterli olmamaktadır. Verimi arttırmak için çıkılan bu gaz sıcaklıklarından malzemelerin korunması gerekmektedir. Bu sebeple malzeme eşik sıcaklıklarının korunması için malzemelere soğutma işlemi uygulanmaktadır.

Jet çarptırmalı soğutma yöntemi ile bu soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Literatür çalışmasında görüldüğü üzere jet performansının ve jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin soğutma performansına etkisi bulunmaktadır. Bu sebeple, bu çalışmada jet performansını arttırmak için jet çapı jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe ve akışkanın hızı ile değerlendirmeler yapılmıştır. Bu çalışmada jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin jet akışına etkileri değerlendirilerek farklı jet yerleşimleri incelenmiştir.

Türbin kanatlarında yaygın olarak kullanılan jet çarptırmalı soğutma tekniği, deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Jet konfigürasyonlarının sayısal olarak incelenebilmesi için doğrulanmış bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli oluşturulmuştur. Bu doğrulama çalışmalarının yapılabilmesi için bir deney gerçekleştirilmiştir. Literatürde bulunan bir deney düzeneği oluşturularak deneyler gerçekleştirilip doğrulama çalışmalarında kullanılacak değerler elde edilmiştir. Deney düzeneğinde bir adet iç bükey şerit direnç kullanılarak sıcaklığı arttırılan ince bir duvar bulunmaktadır. Tek sıralı yedi adet jetten oluşan bir kasa içerisinden hedef sıcak yüzeye çarptırılan hava etkisiyle sıcak duvar soğutulmaktadır. Deney sırasında duvar sıcaklıklarının ölçülebilmesi için sıvı kristal kullanılarak belirli bir çalışma aralığı için duvar sıcaklıkları takip edilmiştir. Doğrulama çalışmalarında kullanılmak üzere deney sonunda sıvı kristalin görüntüsü alınmıştır.

Doğrulama çalışmalarında kullanılacak olan HAD modeli için çözüm yöntemleri ve değerlendirme sırasında kullanılacak olan boyutsuz ifadeler için incelemeler yapılmıştır. Deney sırasında sisteme sağlanan hava debisi ile hız değerlerine göre jet bölgesindeki reynolds sayısı (Re) hesaplanarak akış türünün türbülanslı olduğu belirlenmiştir. Momentum denklemlerinin çözümü için gerekli türbülans modeli olarak $k-\omega$ STT türbülans modeli seçilmiştir. Yapılan literatür araştırmalarında $k-\omega$ ve $k-\varepsilon$ türbülans modelleri harmanlanarak oluşturulan bir model olduğu görülmüştür. $k-\omega$ modeli duvar dibi bölgesindeki akış problemlerinin çözümündeki deney sonuçları ile uyumu ve $k-\varepsilon$ modelinin akış bölgesindeki akış problemlerinin çözümlerinde verdiği iyi sonuçlar sebebiyle bu iki model üzerinden $k-\omega$ STT türbülans modeli oluşturulmuştur. Literatürde $k-\omega$ STT türbülans modeli ile yapılan jet akışı problemlerinde deney sonuçları ile görülen yüksek uyum miktarı sebebiyle doğrulama ve sonrasında yapılan çalışmalar için bu türbülans modelinin kullanılması değerlendirilmiştir.

Deney düzeneği geometrisi ile bir akış hacmi oluşturularak belirlenen türbülans modeli çözümlenmesi için çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Bu ağ yapısı için eleman sayısından bağımsızlık çalışması yapılarak uygun çözüm ağı yapısı elde edilmiştir. Deney sırasında ölçülen değerler ve ayrıca hesaplanarak belirlenen sınır şartları modele tanıtılarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Doğrulama çalışması için deney sırasında görüntüleri alınan sıvı kristal fotoğrafları kullanılmıştır. Oluşturulan HAD modeli kullanılarak yaklaşık %7 hata payı ile doğrulama çalışmaları tamamlanıp analiz modeli elde edilmiştir.

Oluşturulan HAD modeli ile farklı parametreler için jet çarptırmalı soğutma performansı incelenmiştir. Jet deliği merkezleri arasındaki mesafenin (X), jet deliği çapına (D) oranı (X/D), sabit bir jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin (Y) jet deliği çapına (D) oranı (Y/D) için değerlendirilerek jetler arası mesafenin soğutmaya etkisi değerlendirilmiştir. Daha sonra sabit bir X/D için farklı Y/D etkisi incelenerek en iyi soğutma performansının sağlandığı X/D ve Y/D oranları için Re sayısındaki değişimin soğutma performansına bakılmıştır.

Yapılan bu değerlendirmeler için duvar sıcaklıkları, jet bölgesinde hız değerleri, hız vektörleri ve duvardaki ısı taşınım katsayısı incelenmiştir. Duvar sıcaklıklarının ve duvar dibi bölgesindeki hız değerlerinin ısı taşınım katsayısına olan etkileri değerlendirilmiştir. Isı geçişi problemlerinde kullanılan boyutsuz bir ifade olan Nu sayısına etkileri incelenerek en iyi soğutma performansını sağlayan X/D ve Y/D oranları ile Re sayıları belirlenmiştir.

Analizler kapsamında yapılan değerlendirmeler ve incelemelere göre X/D oranı azaldıkça soğutma performansının arttığını Y/D oranı için ise böyle bir genelleme yapılamayacağı görülmüştür. Y/D oranı için referans alınan değerin en iyi soğutma performansını sağladığı yapılan analiz çalışmaları ile bulunmuştur. En iyi soğutma performansının görüldüğü X/D ve Y/D oranları için üç farklı Re değerinde analizler yapılarak Re sayısının soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Değerlendirmeler sonucunda hem X/D hem de Y/D oranı için 2 değeri en yüksek soğutma performansını sağlamıştır. Bu alışmalar 20500 Re sayısı için gerçekleştirilirken her iki oran için 2 değerinde Re sayısı arttırılarak analizler tekrarlanmıştır. 24500 ve 28500 Re sayısı tekrarlanan analizler sonucunda Re sayısının artması ile jet arpıtırmalı soğutma performansının arttığı belirlenmiştir. En uygun koşullar altında duvar dibindeki akışkan hızlarının artması ile ısı taşınım katsayısı yani Nu sayısı artmaktadır. Dolayısıyla ısı geçiş performansı artmaktadır.





EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF JET IMPINGEMENT COOLING IN TURBINE IMPELLER

SUMMARY

Due to the increasing need for power, nowadays reaching high efficiencies in a device used in power generation for any purpose has gained major importance. In addition to achieving high efficiencies, reducing the size of the devices has become a design requirement. Obtaining high power at high efficiency brings with it a significant cooling requirement with the effect of its shrinking dimensions. Especially in electronic components and engines where chemical energy is converted into mechanical energy, the need for cooling has gained importance. Graphics cards and processors used in computers are expected to be small in size and high performance. The aforementioned computer parts get very hot due to their high power density and the material structures of these parts deteriorate after a certain temperature. For this reason, the mentioned computer parts need to be cooled. In addition to these parts, cooling of parts is a necessary process to obtain efficient power, especially in engines used in military vehicles.

Gas turbine engines, which are used to obtain thrust in some power plants and aircraft, are currently being studied to obtain high power at high efficiency. Gas turbine engines operate on a brayton power cycle. According to brayton power cycle, in the system, the air in the system is pressurized with the help of the compressor and sent to the combustion chamber and the combustion process is performed. The hot combustion gases formed as a result of combustion are sent to the turbine and the conversion of chemical energy into mechanical energy is realized.

In order to increase efficiency in gas turbine engines, the compression ratio in the compressor can be increased. However, in this case, the temperature of the air entering the combustion chamber increases. Due to the energy given during combustion, the temperatures of the end-of-combustion gases coming out of the combustion chamber also increase. The combustion end gases, whose temperature increases, rise to levels that will disrupt the material structure of the parts in the turbine area. For this reason, studies are carried out on materials resistant to high temperatures. However, the material threshold temperatures that can be increased up to a certain level are not sufficient. In order to increase the efficiency, the materials must be protected from these gas temperatures. Accordingly, cooling process is applied to the materials in order to maintain the material threshold temperatures.

This cooling process is carried out by the jet impingement cooling method. As seen in the literature study, the jet performance and the distance between the jet and the target surface have an effect on the cooling performance. For this reason, in this study, evaluations were made with the diameter of the jet, the distance between the centers of the jet holes and the velocity of the fluid in order to increase the jet performance. In this study, the effects of the distance between the jet and the target surface on the jet flow were evaluated and different jet layouts were examined.

The jet impingement cooling technique, which is widely used in turbine blades, has been examined experimentally and numerically. A validated computational fluid dynamics (CFD) model was created to investigate the jet configurations numerically. In order to carry out these validation studies, an experiment was conducted. Values to be used in validation studies were obtained by conducting experiments by creating an experimental setup found in the literature. In the experimental setup, there is a thin wall whose temperature is increased by using a concave strip resistor. The hot wall is cooled by the effect of air blown onto this hot surface through a casing consisting of seven single-row jets. In order to be able to measure the wall temperatures during the experiment, the wall temperatures were followed for a certain operating range using liquid crystal. The image of the liquid crystal was taken at the end of the experiment to be used in validation studies.

The solution methods for the CFD model to be used in the validation studies and the dimensionless expressions to be used during the evaluation were investigated. It was determined that the flow type is turbulent by calculating the Reynolds number (Re) in the jet region according to the air flow and velocity values supplied to the system during the experiment. The $k-\omega$ SST turbulence model was chosen as the necessary turbulence model for the solution of the momentum equations. According to literature researches, it has been seen that it is a model created by blending $k-\omega$ and $k-\epsilon$ turbulence models. The $k-\omega$ SST turbulence model was created over these two models due to the compatibility of the $k-\omega$ model with the experimental results in solving the flow problems in the wall-bottom region and the good results of the $k-\epsilon$ model in the solution of the flow problems in the flow region. In the literature, the use of this turbulence model has been evaluated for the verification and subsequent studies due to the high amount of agreement seen with the test results in jet flow problems made with the $k-\omega$ SST turbulence model.

A mesh structure was created for CFD analysis determined by creating a flow volume with the geometry of the experimental setup. For this mesh structure, a study of independence from the number of elements has been carried out and a suitable solution mesh structure has been obtained. The values measured during the experiment and the boundary conditions determined by calculation were introduced to the model and validation work was carried out. Liquid crystal photographs taken during the experiment were used for the validation study. With the CFD model created, the validation studies were completed with an error margin of approximately 7% and the analysis model was obtained.

Jet impingement cooling performance was investigated for different parameters with the CFD model created. The ratio of the distance (X) between the centers of the jet holes to the diameter of the jet holes (D) is evaluated for the ratio (X/D) of the distance between a fixed jet and the target surface (Y) to the diameter (D) of the jet hole (Y/D), and the distance between the jets is calculated. The effect on cooling was evaluated. Then, for a fixed X/D , the different Y/D effect was examined and the cooling performance of the change in Re number for the X/D and Y/D ratios, where the best cooling performance was provided, was examined.

For these evaluations, wall temperatures, velocity values in the jet region, velocity vectors and heat transfer coefficient on the wall were examined. The effects of wall temperatures and velocity values at the bottom of the wall on the heat transfer coefficient were evaluated. By examining the effects on Nu number, which is a

dimensionless expression used in heat transfer problems, the X/D and Y/D ratios that provide the best cooling performance and Re numbers are determined.

According to the evaluations and examinations made within the scope of the analyzes, it has been seen that the cooling performance increases as the X/D ratio decreases, and such a generalization cannot be made for the Y/D ratio. It has been found by the analysis studies that the reference value for the Y/D ratio provides the best cooling performance. For the X/D and Y/D ratios, where the best cooling performance is seen, analyzes were made at three different Re values and the effects of the Re number on the cooling performance were examined. As a result of the evaluations, a value of 2 for both X/D and Y/D ratios provided the highest cooling performance. While these studies were carried out for 20500 Re number, the analyzes were repeated by increasing the Re number by 2 for both ratios. As a result of repeated analyzes of 24500 and 28500 Re numbers, it was determined that the jet impingement cooling performance increased with the increase in the Re number. Under the most favorable conditions, the heat transfer coefficient, Nu number, increases with the increase in the fluid velocities at the bottom of the wall. Therefore, the heat transfer performance increases.



1. GİRİŞ

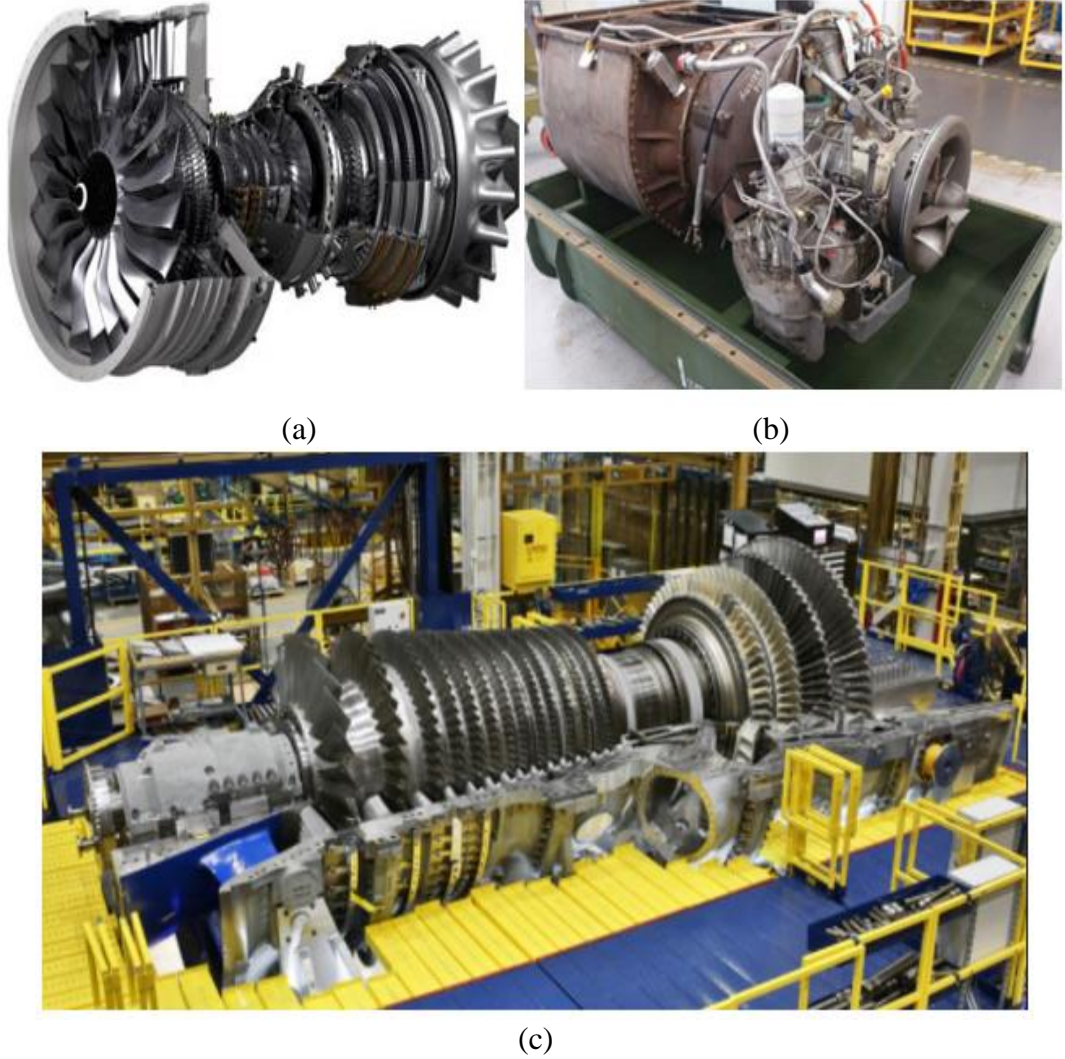
Soğutma, bir maddeden ısı alma işlemi olarak tanımlanabilir. Bu madde bazen bir oda içerisinde hava bazense yüksek ısı üretimi oluşturan endüstriyel makinaların bir parçası olabilir. Günümüzde artan güç üretme ihtiyacı, daha verimli güç üretim mekanizmalarına ihtiyaç duyulmasına sebep olmuştur. Performansı artan cihazların aynı zamanda boyutlarının da küçültülmesi için çalışmalar yapılmaktadır. Tasarım sınırlamaları bu kadar zorlayıcı olduğu sürece sistemler veya parçalar için uygun çalışma koşulları belirlenerek sınır değerlerde çalışmaları için tasarımlar yapılmaktadır. Bunlara örnek olarak boyutları küçülen ancak yüksek güç yoğunluğuna sahip elektronik bileşenler, yüksek güç üretimi yapan enerji üretim santrallerindeki makinalar ve dünyada devletlerin giderek daha çok yatırım yaptıkları askeri araçların motorları verilebilir.

Soğutma işlemi sistemin verimli olduğu sıcaklıklarda çalıştırılması için ve malzeme yapılarının bozulmasını önleyerek mekanik özelliklerin korunmasını sağlamak için birçok farklı yöntemle sistemlere uygulanabilir. Örnek vermek gerekirse, bilgisayarlarda bulunan işlemcilerden(CPU) ve ekran kartlarından(GPU) daha hızlı ve daha çok işlemi bir arada yapması beklenmektedir. Aynı zamanda bilgisayarların hafif ve küçük olması da istenir. Bu tasarım kısıtlarının sonucunda yüksek performansa sahip CPU ve GPU'lar ortaya çıkmıştır, ancak bu bileşenlerin çalışabilecekleri uygun sıcaklık değerleri mevcuttur. Belli bir sıcaklığa geldiği zaman bu bileşenleri korumak adına güç düşümü yapılır ve performansları düşer. İyi bir soğutma sistemi ile bu sıcaklıklar güç düşümü yapılmayan uygun sıcaklıklarda tutulabilmektedir. Elektronik bileşenlere ek olarak, içten yanmalı benzinli bir ticari motor çalışırken içerisinde bir yağ devridaim olmaktadır. Bu yağ ile sistemdeki sürtünmeler azaltılarak kayıpların azaltılması ve sistemde bir soğutma etkisi yaratması hedeflenmektedir. Yağların uygun bir çalışma sıcaklığı vardır. Sistemi az veya çok soğutmak, sistemdeki yağ akışını etkileyeceği için soğutma sistemi ve yöntemi motor performansı için oldukça önemlidir. Bir diğer örnek olarak gaz türbinli motorlar verilebilir. Uçaklarda güç elde etmek için kullanılan gaz türbinli

motorlar için sıkıştırma oranı arttıkça verimler yükselmektedir. Ancak, bunun sonucunda türbin tarafı çok yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır ve bu sıcaklıklarda çalışması durumunda türbin malzemesinin özellikleri bozulmaktadır. Aynı zamanda, yüksek verimler için bu gaz sıcaklıklarının yüksek olması gerekmektedir. Bu sebeple bileşenlerin yüzey sıcaklıklarını düşürecek soğutma yöntemleri olarak film soğutma ve jet darbeli soğutma kullanılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan bu soğutma yöntemleri ile türbin bileşenlerinin özellikle kanat yapılarının soğutulması, verim değerini arttırmak için oldukça gerekli bir işlemdir. Tez kapsamında jet darbeli soğutma mekanizması ele alınacaktır. Jet darbesi ile soğutulacak olan sıcak hedef yüzeyin malzeme çalışma sıcaklıklarında tutulabilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Soğutma performansını arttıracak ve hava akış özelliklerini iyileştirecek parametreler incelenip değerlendirmeler yapılacaktır.

2. GAZ TÜRBİNLİ MOTORLAR VE SOĞUTMA TEKNİKLERİ

Gaz türbinleri, yakıtın kimyasal enerjisinin şaft gücü olarak mekanik enerjiye veya kinetik enerjiye dönüştürüldüğü motorlardır. Şaft gücü üreten gaz türbinleri, enerji üreten gaz türbinleridir. Yakıt enerjisini kinetik enerjiye dönüştüren gaz türbinleri, bir uçağı hareket ettirebilmek amacıyla itme kuvveti oluşturmak için kullanılır. Yakıt enerjisinin şaft gücüne veya itme kuvvetine dönüştürülmesi, motorun birkaç bileşeninin etkileşimini gerektirir, her birinin içinde bir enerji dönüşümü zinciri gerçekleşir [1]. Şekil 2.1’de bazı gaz türbini çeşitleri verilmektedir.

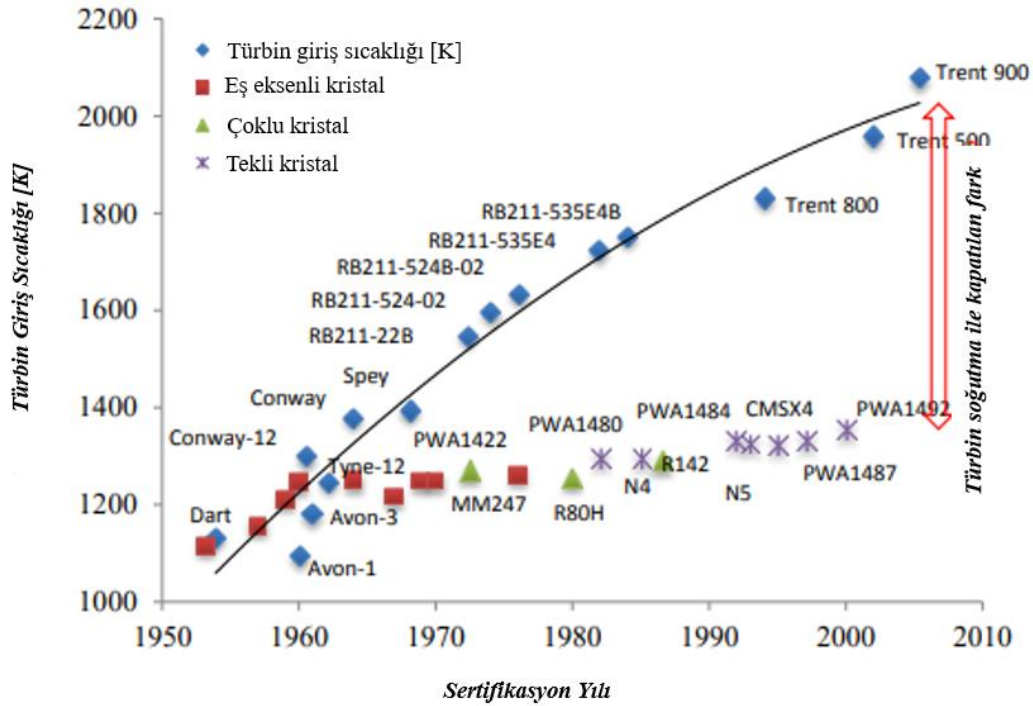


Şekil 2.1 : Farklı amaçlarla kullanılan gaz türbini örnekleri (a) uçak motoru (b) tank motoru (c) enerji santralinde kullanılan bir motor.

Yeni bir gaz türbini tasarlanmanın ilk adımı, termodinamik döngü diyagramını oluşturmaktır. Bu diyagram, türbin giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranı ve gaz türbini termal verimliliği arasındaki ilişki hakkında bilgi vermektedir. Tasarım, basit bir gaz türbini döngüsü ile başlamaktadır. Gaz türbini konfigürasyonlarını ve döngülerini değiştirerek farklı gaz türbinleri elde edilmektedir. Gaz türbini verimliliğinin artırılması için farklı ara işlemler veya tasarımsal değişiklikler yapılmaktadır [1]. Gaz türbinleri için soğutma performansının artırılması hem termal olarak sistemi daha verimli noktalara götürürken malzeme korunumu için de önemli bir rol oynamaktadır.

2.1 Gaz Türbinli Motorlarda Soğutmanın Önemi

Gaz türbinli motorlarda yüksek güç elde etmek için yanma sonu oluşan sıcak gazların sıcaklığı artırılmaktadır. Yanma sonu oluşan bu sıcak gazlar türbine gönderilip güç elde edildiği için yanma sonu gazlarının sıcaklık değeri türbin bölümündeki malzemelerin sıcaklık dayanımları ile sınırlandırılmaktadır. Burada daha düşük yanma sonu gazları ile elde edilecek güç azaltılabilir ancak bunun yerine daha fazla güç elde etmek amacıyla türbin bölümündeki komponentleri yüksek sıcaklıktaki gazlardan korumak için farklı soğutma işlemleri yapılmaktadır. Özellikle türbin kanatlarında kullanılan malzemelerin sıcaklık dayanımlarının artırılması için yapılan çalışmalarının yanında etkili soğutma işlemi yapmak için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Türbin giriş sıcaklıklarının ve malzeme çalışma sıcaklıklarının yıllara göre değişimi Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Türbin giriş sıcaklıkları arttıkça soğutmanın önemi de artmaktadır.

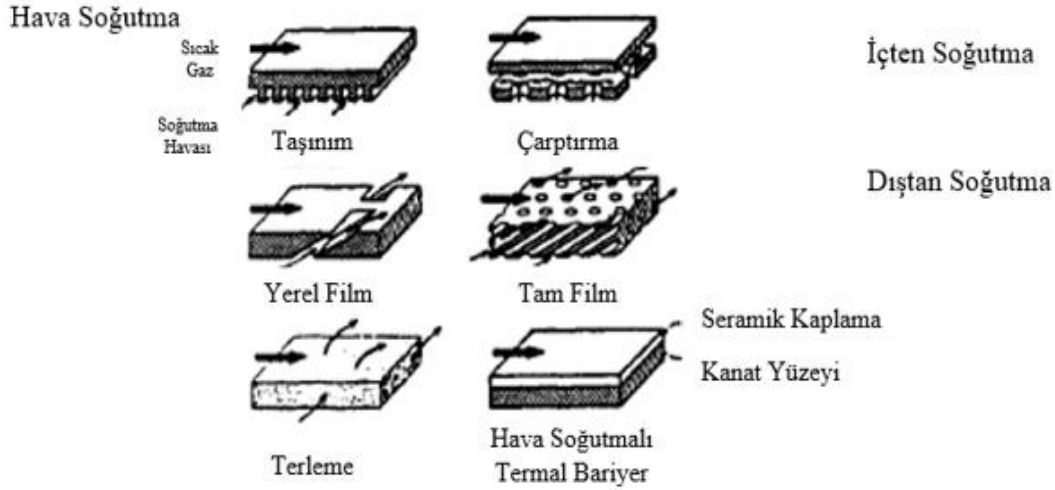


Şekil 2.2 : Türbin giriş sıcaklıkları ve malzeme çalışma sıcaklıklarının yıllara göre değişimi [2].

Kristal yapılarına göre malzemelerin çalışma sıcaklıklarındaki değişim 1950'li yıllardan 2000'lerin başına kadar yaklaşık olarak 300 K seviyelerinde artarken aynı zaman aralığında soğutma mekanizması geliştirilerek yaklaşık 1000 K kadar artış görülmektedir. Soğutma mekanizmaları iyileştirilerek en uygun haline getirilen türbin soğutması sayesinde türbin giriş sıcaklıkları daha da artırılabilir. Daha çok tercih edilen film soğutma ve jet çarptırılmalı soğutma yöntemleri ile beraber kullanılan farklı soğutma yöntemleri de bulunmaktadır.

2.2 Gaz Türbinli Motorlarda Soğutma Teknikleri

Yıllar boyunca hava ile soğutma, suyla soğutma, buharla soğutma, yakıtla soğutma gibi birçok soğutma tekniği önerilmiştir. Ancak, özellikle havacılık ve uzay sanayinde kullanılan türbinlerde en yaygın kullanılan soğutma tekniği hava ile soğutmadır. Türbin kanatlarını hava ile soğutmanın çeşitli teknikleri Şekil 2.3'te gösterilmektedir. Hava ile türbin kanatlarında soğutma yapılırken genellikle kompresör çıkışından hava temin edilir. Bu işlem kompresörde kayba yol açsa da türbin tarafında performansa önemli bir katkı sağladığı için kompresördeki kayıp telafi edilmektedir [3].



Şekil 2.3 : Hava ile soğutma teknikleri [3].

2.2.1 İçten soğutma yöntemleri

İçten soğutma yöntemlerinde, akışın ısı geçişini arttıracak şekilde kanat içerisinde oluşturulan akış yollarından geçirilerek hedef yüzeyden ısıyı zorlanmış taşınım ile uzaklaştırması amaçlanır. Akış yolu değiştirilerek akış hızı artırılarak ısı taşınım katsayısı bir noktaya kadar arttırılabilmektedir. Kanat yüzeyine hava akışı jet darbesi ile çarpıtılarak yapılan soğutma işleminde akış bir jet deliğinden geçirilerek hızlandırılır ve sıcaklığı yüksek olan hedef yüzeye çarpıtılır. Hedef yüzeydeki çarpma bölgesinin bulunduğu ortamda ısı taşınım katsayısı yüksek hızlardan dolayı artarak hızı görece düşük akışkana göre daha iyi bir soğutma fiziği oluşturmaktadır. Isı geçişinin artmasında yüksek hızlar sebebiyle artan ısı geçiş katsayısının yanında akışın türbülanslı rejime geçmesi de ısı geçişini iyileştirmektedir [3].

2.2.2 Dıştan soğutma yöntemleri

Dıştan soğutma yöntemlerinde film soğutma ve terleme ile soğutma yaygın kullanılan soğutma mekanizmalarıdır. Film ve terleme soğutmasında, yüksek sıcaklıktaki gaz ve katı yüzey arasında ince bir soğuk hava tabakası oluşturulur. Film soğutmasında hava tabakasını oluşturmak için farklı delik konfigürasyonları kullanılmaktadır. Film soğutmasında sıcaklık dengesi bozulabilirken ince hava tabaksındaki akış yönünde ilerledikçe soğutma performansı azalmaktadır. Terleme ile soğutma da ise akışın geçebileceği bir yüzey kullanılarak yüzey ile yüksek sıcaklıktaki gaz arasında hava tabakası oluşturulur. Malzeme yapısı nedeniyle termal etkilere maruz kalarak, yapı da bozulmalara yol açabilir [3].

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE TEZİN AMACI

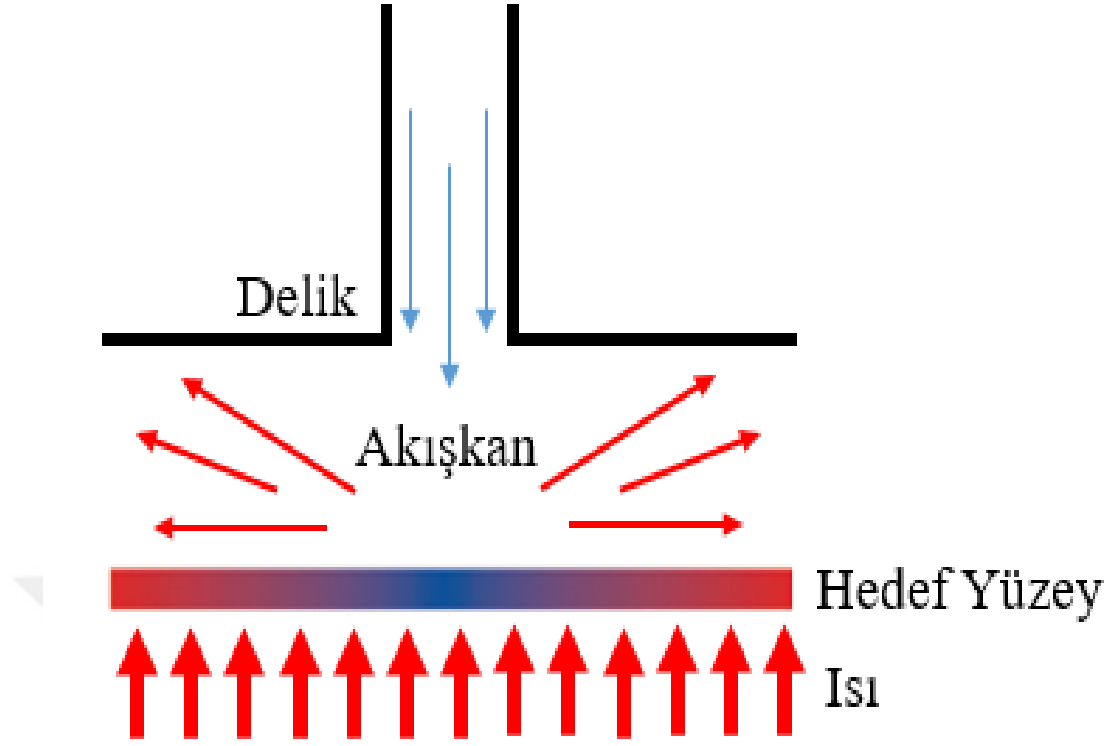
3.1 Literatür Araştırması

Jet çarpması ile yapılan soğutma işlemi çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Yüksek ısı geçişi kapasitesi sayesinde metallerin tavlanması, öğütme işlemlerindeki soğutma sırasında, yüksek performanslı elektroniklerin soğutulmasında ve gaz türbinlerinin soğutulmasında yaygın olarak kullanılan soğutma metodudur [4]. Birçok araştırmacı, jet çarpması ile yapılan soğutma işlemindeki birçok parametrenin ısı geçiş performansına etkisini araştırmak için çalışmalar yapmıştır. Araştırmacılar, jet çarpması ile yapılan soğutma işleminin performansını arttırmak için yüzey özellikleri, jet performansları ve jet konumları gibi parametreler üzerinde hem deneysel hem de sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir [5]. Jet çarpmasının soğutma işleminde kullanılmasının sebebi, bir yüzeydeki ısı geçişini yüksek oranda artırma etkisine sahip olmasıdır. Jetler, soğutma performansını karşılayabilmek için jet plakalarına farklı konfigürasyonlarda konumlandırılmaktadır. Yapılan jet yerleşimine göre yerel Nusselt (Nu) sayısı yani ısı geçiş oranı etkilenmektedir [6].

Jetlerin geometrileri ve konumları ısı geçişi hızında etkili rol oynayan parametrelerdir. Jet geometrisi ile jet içerisindeki akışkanın hızı değiştirilmektedir. Bu, Reynolds (Re) sayısını doğrudan etkileyen bir değişimdir. Re sayısına bağlı olarak Nu sayısı da değişmektedir. Nu sayısı ısı taşınım katsayısına (h) bağlı bir fonksiyondur. Bu sebeple akışkanın hızı değiştirilerek ısı taşınım katsayısı değiştirilebilmektedir. Konik nozül kullanımı ile jet çarpması soğutması için bazı çalışmalar yapılmıştır. Üç farklı konik nozül şeması kullanılarak bir gaz türbininin kanatlarında soğutma performansı incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, farklı nozüller için farklı Re sayıları ve soğutma performansları elde edilmiştir. Çarpma sırasında oluşan girdapların akışa etkileri ve Re sayısının Nu sayısına etkileri değerlendirilmiştir. Çalışmaların sonucunda, teğetsel şema için ısı geçişindeki artış %30 civarında olmaktadır [7].

Elektronik parçaların artan güç yoğunlukları sebebiyle termal yönetimleri önem kazanmıştır. Yüksek güç yoğunluğuna sahip olan elektroniklerde ısı üretiminin artması parçaların performanslarının azalmasına neden olmaktadır. Elektroniklerin soğutulmasında kullanılan bir yöntem olan jet çarpması soğutması işlemi ile elektronik parçaların uygun çalışma sıcaklıklarında tutularak performanslarının artırılması sağlanmaktadır. Jetlerin çapı, jetlerden geçen akışkan debisi, jet konumları yüksek güç yoğunluğuna sahip elektronik parçaların soğutulması için etkin rol oynayan parametrelerden bazılarıdır [8].

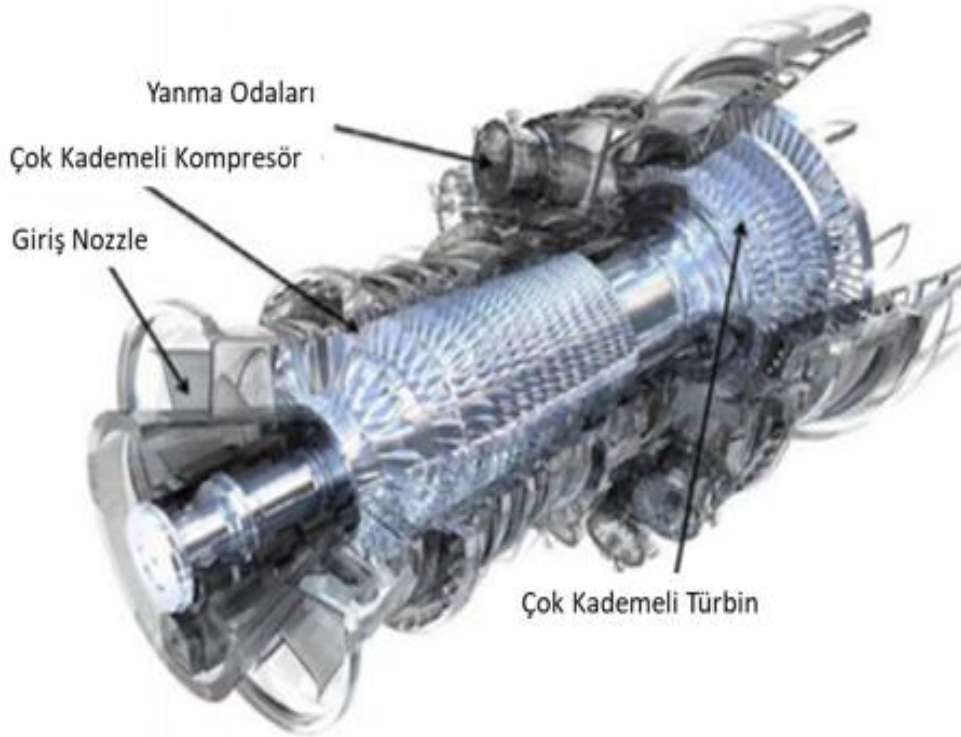
Gaz türbinli motorlar genel olarak uçak, helikopter ve kara araçlarında güç elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Yüksek verimlerde yüksek güçler elde etmek için gaz türbinleri üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. Yüksek gaz sıcaklıklarının bulunduğu gaz türbinlerinde malzeme kısıtlamaları sebebiyle malzeme ömrünün uzatılması ve yakıt tüketiminin azaltılması için etkili soğutma yapmak önem kazanmaktadır. Modern gaz türbinlerinin kanatlarının soğutulması için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Soğutma yöntemlerinden birisi, sıcak yanma gazlarına maruz kalan türbin yüzeyleri üzerinde soğutucu bir film elde etmek için deliklerden faydalanmaktır. Diğer yöntem ise jet çarpması soğutma yöntemidir. Bu yöntemde soğutma havası direk olarak sıcak yüzeye yönlendirilerek soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu yöntemin diğer tekniklere göre etkili olduğu söylenmektedir [9]. Bu tez kapsamında ısı üretimi sonucunda sıcaklığı artan hedef yüzeyin jet çarpması ile soğutulması, jetin performansı ve soğutma performansının artırılması incelenecektir. Şekil 3.1’de, jet çarpması ile yapılan soğutma işlemine ait şema görülmektedir.



Şekil 3.1 : Hedef yüzeyin jet çarpması ile soğutulmasını gösteren şema.

Gaz türbinleri, yakıt enerjisini bir uçak için itki elde etmek amacıyla shaft gücüne veya itme kuvvetine dönüştürmek için kullanılmaktadır. Motor içerisindeki birkaç bileşenin etkileşimi ile bu dönüşüm gerçekleşmektedir. Gaz türbinli bir motor ve bileşenleri Şekil 3.2’de gösterilmektedir. Ortamdan gelen hava giriş kanalından geçirilerek kinetik enerjisi artırılır. Sonrasında çok kademeli bir kompresörden geçirilerek istenilen sıkıştırma oranına bağlı olarak toplam basıncı artırılır. Sıkıştırma oranına göre sıkışan hava kompresörden yüksek bir toplam sıcaklık ve toplam basınç ile yanma odasına gönderilir. Yakıt bu işlemde devreye sokularak kimyasal enerjinin termal enerjiye çevrildiği yoğun bir yanma işlemi gerçekleştirilir. Yanma sonucunda ortaya çıkan yanma gazı sahip olduğu enerjinin büyük bir kısmını mekanik enerjiye dönüştürmek için çok kademeli bir turbine gönderilir. Buradan çıkış difüzörüne gönderilir. Her bileşende meydana gelen basınç kayıpları nedeniyle entropi(düzensizlik) artar ve verimsizlikler meydana gelir. Gaz türbinli motorlarda kompresör kademe sayısı türbin kademe sayısının yaklaşık olarak dört katı kadardır. Kompresördeki pozitif basınç gradyanı sebebiyle akışkan parçacıklarını yavaşlatmaya yönelik bir etki oluşmaktadır. Dolayısıyla ters yönlü bir kuvvet etkisi sonucunda basınç kayıpları meydana gelmektedir Ancak, türbinde negatif basınç

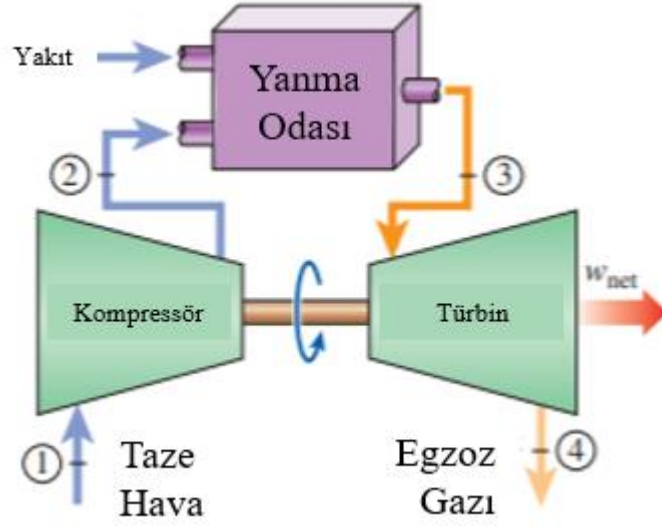
gradyanı sayesinde akışkan parçacıklarını hızlandıracak bir etki oluşmaktadır. Bu sebeple hedeflenen sıkıştırma oranlarına ulaşabilmek için kompresördeki kademe sayısı türbindeki kademe sayısından daha fazladır. Kompresördeki sıkıştırma oranına bağlı olarak kademe sayısı belirlenmektedir. Kompresördeki kademe sayısının belirlenmesinde ise akışkanın türbin giriş sıcaklığı belirleyicidir. Sıkıştırma oranı arttığında yanma odasına giren akışkan sıcaklığı yükselmektedir. Yanma sonucunda oluşan gazlar türbine geçmektedir ve yanma odasına giriş sıcaklığı yükseldikçe çıkış sıcaklığı yani türbin giriş sıcaklığı da yükselmektedir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça türbin bölgesindeki bileşenlerin yüksek gaz sıcaklıklarından dolayı malzeme yapısı bozulmaya başlamaktadır. Bu sebeple araştırmacılar yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemeler ve türbin bileşenlerini sıcak gazlardan korumak için soğutma yöntemleri üzerinde çalışmalar yapmaktadırlar [1].



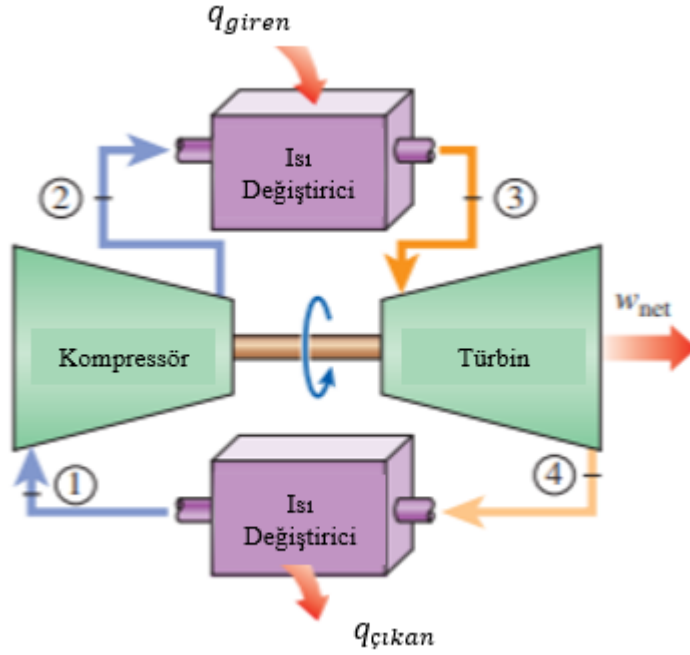
Şekil 3.2 : Ana bileşenleri ile birlikte gösterilen gaz türbinli motor örneği [1].

Brayton çevrimi, dönen makinalarda hem sıkıştırma hem de genişleme işlemlerinin gerçekleştiği günümüzde gaz türbinlerinde kullanılan güç çevrimidir. Ortam koşullarında alınan taze hava kompresöre çekilerek sıcaklığı ve basıncı yükseltilir. Yüksek basınçlı hava, sabit basınçta yanma odasında yakılarak yanma sonucunda oluşan sıcak gazlar türbine iletilerek güç üretilir ve atmosferik basınca genişler.

Türbinden çıkan yanma sonucunda oluşan gazlar dışarı atılır ve sistemde bir devridaim olmaz. Bu sebeple burada kullanılan Brayton çevrimi açık çevrim olarak sınıflandırılan bir gaz çevrimidir. Brayton çevrimi, kapalı çevrim olarak ideal gaz yasası ile modellenebilmektedir. Kompresöre giren hava, kompresörde sıkıştırılıp basıncı ve sıcaklığı arttırılarak bir ısı değiştiricisine girer ve sıcaklığı tekrar arttırılarak türbine girer. Türbinden güç elde edilerek genişleyen hava tekrar bir ısı değiştiricisine girerek sıcaklığı düşürülür ve tekrar kompresöre iletilerek çevrim tekrar başlamaktadır. Bu çevrim ideal Brayton çevrimi olarak adlandırılır. Açık ve kapalı çevrim olarak iki şekilde modellenebilen Brayton Çevrimi Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Brayton çevriminin verimi ideal gaz yasasına göre sıkıştırma oranına ve özgül ısı oranına bağlıdır. Bu çevrimdeki en yüksek sıcaklık değeri yanma işleminin sonunda oluşur. Bu sebeple, bu sıcaklık değeri türbin kanatlarının dayanabileceği sıcaklıkla sınırlıdır. Türbin giriş sıcaklığı, kompresör sıkıştırma oranını da bu sebeple belirlemektedir. Sabit bir türbin giriş sıcaklığı için döngü başına net iş çıktısı basınç oranı ile artar, en yüksek seviyesine ulaşır ve sonra azalmaya başlar. Bu nedenle basınç oranı ve net iş çıktısı yani elde edilen güç arasında belirli bir oran olmalıdır. İdeal sıkıştırma oranı güç türbinleri için 11 ile 16 arasındadır. Sıkıştırma oranları arttığında yanma odası giriş sıcaklığı artmaktadır. Dolayısıyla türbin giriş sıcaklığı artmaktadır ve yüksek türbin giriş sıcaklığı da verimi arttırmaktadır. Bu sebeple geçmişten günümüze kadar türbin giriş sıcaklığı 540 °C'lerden 1450 °C'den daha yüksek sıcaklıklara çıkmıştır. Ancak bu sıcaklıklar türbin bileşenlerinin malzeme yapılarını bozmaktadır. Bundan dolayı türbin kanatlarının seramik tabakalarla kaplanması, kompresörden çıkan hava ile soğutulması, kritik bileşenler için yeni malzemelerin geliştirilmesi ve etkili soğutma tekniklerinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bir hava soğutma tekniği ile yapılan soğutma işleminde yüksek türbin giriş sıcaklıklarını korumak ve soğutma havasının soğutma etkisini telafi etmek için yüksek yanma sıcaklığının olması gerekir. Ancak, yüksek yanma sıcaklıklarının oluşması yer seviyesinde nitrojen oksit (NO_x) miktarını arttırmaktadır. Bu sebeple soğutucu akışkan olarak buhar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak buharın kullanılması sayesinde türbin giriş sıcaklıklarında 110°C'ye kadar bir artış sağlamaktadır [10].



(a)



(b)

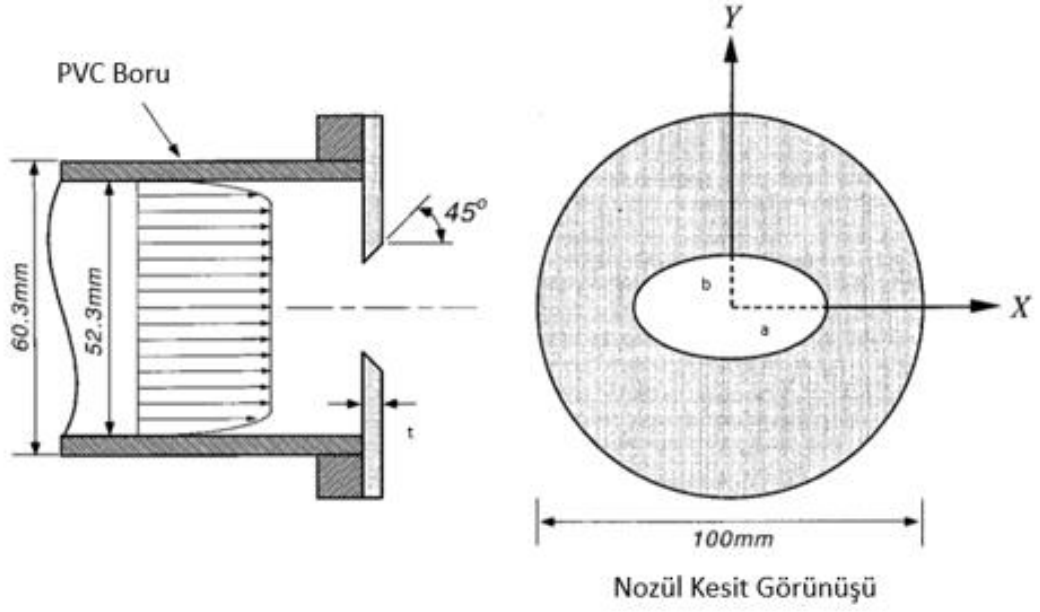
Şekil 3.3 : Brayton çevrimi (a)Açık çevrim (b) Kapalı çevrim [10].

Hedef yüzey ile jet plakası arasındaki mesafenin (Y), bir jet deliği çapından (D) daha küçük olduğu ($Y/D < 1$) jet plakası üzerinde hava jeti çarpmasının yerel ısı geçişi özellikleri, kızılötesi termal kamera ile görüntülenerek deneysel bir çalışma yapılmıştır. Nozül plakası ile hedef yüzey arasındaki mesafenin azalmasıyla akışkanın ortalama hızının arttığı görülmüştür. Akışkandaki ortalama hız artışı türbülans derecesini arttırarak ısı geçişini iyileştirmektedir. Dolayısıyla soğutma

Hava jetleri için jetler arası mesafenin(X) ısı geçişine etkisini incelemek için eş beş jetin ele alındığı bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, farklı jetlerdeki farklı Re sayılarının soğutma performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafenin(X), Re sayısının ve hedef yüzey ile jet plakası arasındaki mesafenin(Y) yerel Nu sayısına etkileri değerlendirilmiştir. Sonuç olarak hem jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe(X) arttıkça hem de hedef yüzey ile jet plakası arasındaki mesafe(Y) azaldıkça yerel Nu sayısının azaldığı dolayısıyla ısı geçişinin azaldığı değerlendirilmiştir [13].

Jet geometrisinin ısı geçişine etkisinin değerlendirmesi amacıyla dairesel, karesel ve dikdörtgenel kesit alanına sahip üç farklı jet geometrisi için değerlendirme yapılmıştır. Dairesel kesit alanına sahip jetin, karesel ve dikdörtgenel kesit alanlarına sahip jetlere göre daha az bir kesit alanına ve hız olarak en yüksek değere sahip olması sebebiyle karesel ve dikdörtgenel kesit alanına sahip jetlere göre daha yüksek ısı geçiş katsayısına sahip olmaktadır. Bu sebeple yerel Nu sayısı dairesel kesitli jet için daha yüksek çıkmaktadır. Farklı Re sayılarında da bu değerlendirmenin geçerli olduğu görülmüştür [14].

Isıtılmış düz bir plakanın üzerinde bulunan eliptik kesitli jetin çeşitli en/boy oranı için ısı geçiş özellikleri incelenmiştir. Aynı eşdeğer çapa sahip beş farklı en/boy oranında eliptik kesitli jet geometrisi değerlendirmeye alınmıştır. Jet plakası ile hedef yüzey arasındaki mesafenin(Y) eliptik kesitli jetin eş değer çapına(D_e) oranının küçük olduğu değerler için eliptik kesitli jet deliklerinin en/boy oranı arttıkça ısı geçişinin iyileştiği değerlendirilmiştir. Şekil 3.6 ile çalışmada kullanılan eliptik kesitli jetlerin en/boy oranı gösterilmiştir [15].



$D_e = 25 \text{ mm}$

En/Boy (a/b)	a	b	t
1.0	12.50	12.50	2
1.5	15.31	10.21	
2.0	17.68	8.84	
3.0	21.65	7.22	
4.0	25.00	6.25	

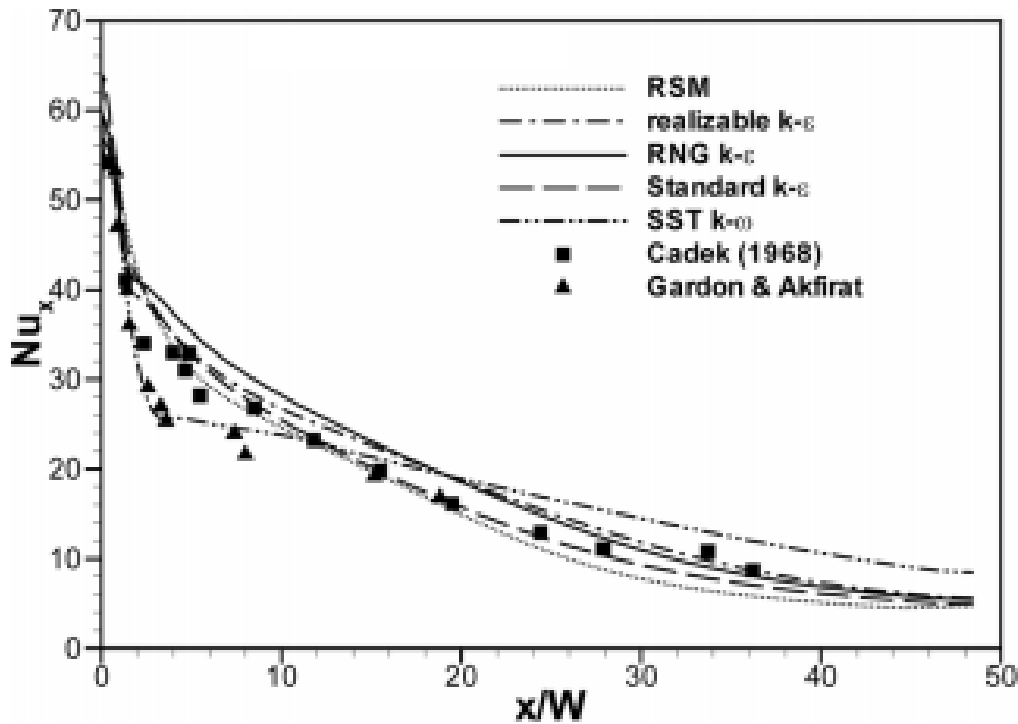
Şekil 3.6 : Eliptik kesit geometrisine sahip jet konfigürasyonları [15].

Jet akışı problemlerinin çözümünde kullanılan on üç farklı türbülans modeli ele alınarak ısı geçişi ve akış özellikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Farklı Re sayılarında ısı geçişi ve akış özellikleri incelenerek türbülans modellerinden kaynaklanan etkilerin ortaya çıkarılması hedeflenmiştir. Ele alınan parametreler için Y/D oranına göre referans kabul edilen değerlere en yakın sonuçlara $k-\omega$ STT türbülans modeli ile ulaşılabildiği görülmüştür [16].

Yapılan başka bir çalışmada ise yine Y/D oranının etkisi ele alınmaktadır. Düz bir hedef yüzey üzerinde tek nozül kullanılarak jet çarptırılmalı soğutma mekanizması sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan sayısal çalışmalar için $k-\omega$ SST ve $k-\varepsilon$ modelleri dikkate alınarak ele alınan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır.

Karşılaştırma sonucunda $k-\omega$ modelinin $k-\varepsilon$ modellerine nazaran referans değere göre daha yakın sonuçlar verdiği değerlendirilmiştir [17].

Düz ve iç bükey silindirik yüzeylere jet çarpması sonucunda oluşan taşınım ile ısı geçişi hesaplamalarında çeşitli türbülans modellerinin performansı mevcut deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Değerlendirmede bazı $k-\varepsilon$ modelleri, $k-\omega$ SST ve LRR Reynolds gerilim aktarım modeli ele alınmıştır. Çalışmada ele alınan türbülans modellerinin çoğu kabul edilebilir düzeyde termal çözümleme yapabilmektedir. Ancak çalışmada çarpma yüzeyi, jetin potansiyel çekirdeği içinde bulunduğu türbülans modelleri çarpma bölgesindeki Nusselt sayısını referans değerden farklı bulmaktadır. Çalışma sonucunda $k-\omega$ SST türbülans modelinin, Nusselt sayısının dağılımını diğer düz plaka ve iç bükey hedef yüzeye gerçekleştirilen jet çarpmalarını referans değere yakın çözebilen modellerden biri olduğunu belirtmişlerdir. $k-\varepsilon$ RNG modelinde de bir takım alt fonksiyonlar eklenerek çözüm alındığında referans değer ile yakın sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3.7’de deneysel veriler ve türbülans modelleri ile alınan sayısal çözüm ağı sonuçlarını karşılaştıran grafik verilmektedir [18].



Şekil 3.7 : Deneysel veriler ile farklı türbülans modelleri ile alınan sayısal çözüm karşılaştırması [18].

20000 Reynolds sayısı için farklı kesit alanlarındaki aynı kesit geometrisine sahip jetler için değerlendirme yapılmıştır. Farklı türbülans modelleri ile çözümler alınarak deney sonuçları ile bu sonuçlar karşılaştırılarak türbülans modellerinin çözüme etkisi irdelenmiştir. Çalışmalar türbülans modellerinin doğruluğunun, akış koşullarına duyarlı olduğunu ortaya koymaktadır. Düşük Y/D oranı için $k-\omega$ standart ve $k-\omega$ SST modelleri, referans değer ile uyumlu sonuçlar verirken yüksek Y/D oranında $k-\omega$ standart ve $k-\varepsilon$ standart modelleri uyumlu sonuçlar vermektedir [19].

Isı geçişi ve akış karakteristiği için jet çarptırmalı soğutmanın sayısal çözüm yöntemleri ve sonuçları incelenmiştir. Türbülans modellerinin, jet akışı ve ısı geçişi üzerindeki etkilerini görmek için $k-\varepsilon$, $k-\omega$, Reynolds gerilme modeli ve birkaç modelin daha birbirlerine göre çözüm kapasiteleri incelenmiştir. Deney sonuçları ile karşılaştırılarak uyumlu oldukları noktalar belirlenmiştir. Deney sonuçları ile uyumlu sonuç veren türbülans modellerinin denklemleri incelenerek modellerden gelen farklılıklar incelenerek model uygunluklarına ilişkin karşılaştırmalı değerlendirmeler yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda $k-\omega$ SST türbülans modelinin akış özellikleri olarak deneysel veriler ile oldukça uyumlu sonuç veren modellerden biri olduğu görülmektedir [20].

3.2 Tezin Amacı

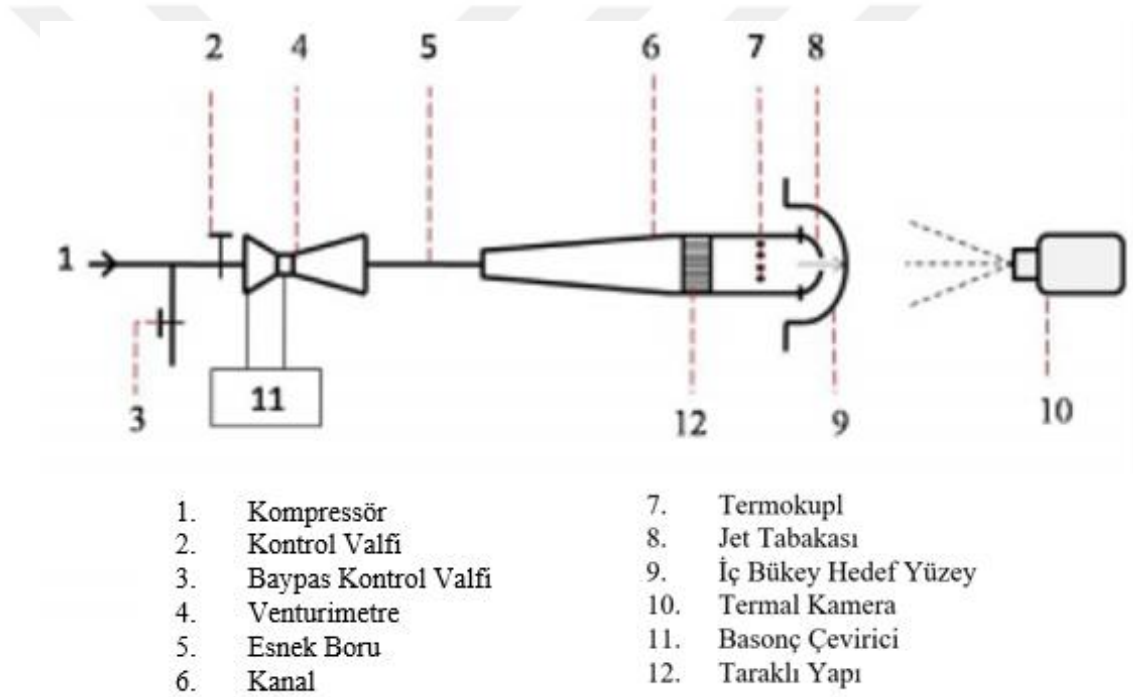
Bu tez kapsamında jet çarpması ile türbin kanatlarının soğutma fiziği incelenecek olup devamında farklı jet konfigürasyonları ile soğutma performansının artırılması hedeflenmiştir. Günümüz gaz türbinlerinde verimi yükseltmek adına türbin kanatları yüksek sıcaklıktaki yanma sonu gazlarına maruz kalmaktadır. Türbin kanatlarının olabildiğince iyi bir jet çarptırmalı soğutma mekanizmasına sahip olabilmesi için çözümler belirlenecektir. Tez ilk amacı, jet delikleri arasındaki mesafenin(X) ve jet delikleri ile hedef yüzey arasındaki mesafenin(Y) jet delik çapına(D) oranları değerlendirip en iyi konfigürasyon için farklı Re sayılarında jet çarptırmalı soğutma performansı incelenmiştir. Bu tezin diğer bir amacı ise iç bükey bir yüzeyde en uygun jet çarptırmalı soğutma mekanizmasını oluşturan etken değişkenleri saptamak ve en uygun konfigürasyonunu türbin kanatları üzerine entegre etmektir. Patil ve Vedula'nın [21] yazdığı "Local heat transfer for jet impingement onto a concave surface including injection nozzle length to diameter and curvature ratio effects" isimli makalesindeki deney düzeneği oluşturularak sonuçlar alınmıştır. Alınan bu

sonuçlar ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği(HAD) özüm modeli kurularak ilgili analiz modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model ile belirlenen çözüm yöntemleri, sınır şartları gibi girdiler sistemin bir bölümü alınarak ele alınan modele aktarılmıştır. Bu analiz modeli ile yukarıda bahsedilen jet konfigürasyonları ile geometri düzenlenerek geometrik parametlerin soğutmaya etkisi incelenmiştir.



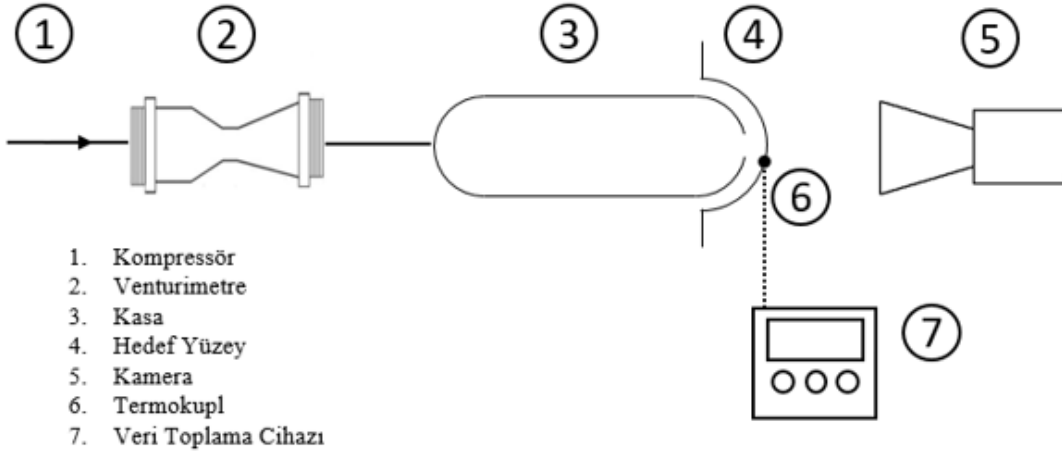
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Gaz türbinli motorlarda türbin kanatlarının, jet darbesi ile soğutulma yönteminin tez boyunca incelenmesinde kullanılacak analiz modelini doğrulayabilmek adına deneysel çalışmalar yapılmıştır. Patil ve Vedula'nın [21] yaptığı deney düzeneğine yakın bir düzenek İTÜ Makina Fakültesi Hidrolik Laboratuvarı'nda kurularak analizlerde doğrulama için kullanılacak verilerin alınması hedeflenmiştir. Referans alınan makaledeki deney düzeneğine ait şema Şekil 4.1'de verilmektedir.



Şekil 4.1 : Deney düzeneği şeması [21].

Makaledeki test düzeneğinde bulunan gerekli parçalar temin edilerek benzer bir deney düzeneği kurulmuştur. Oluşturulan deney düzeneğine ait şema Şekil 4.2'de verilmiştir. Deney düzeneği ile bir iç bükey hedef yüzeyde soğutma işlemi gözlemlenmektedir.



Şekil 4.2 : Deney düzeneği şeması.

Hedef yüzeyin soğutulmasında kullanılan toplam hava debisi kompresör ile sisteme sağlanmaktadır. Farklı hava debilerinde deney yapılabilmesi adına sistemdeki hava debisinin ölçümü için venturimetre kullanılmaktadır. Venturimetreden geçirilen hava, sisteme iki noktadan girmektedir. Sisteme sağlanan hava debisi, sonrasında yedi farklı jete bölünüp bu jet deliklerinden geçirilerek hedef yüzeye hızlandırılarak çarptırılmaktadır. İnce bir film şerit ısıtıcı kullanılarak yüzey sıcaklığı artırılan iç bükey hedef yüzeyin, sağlanan hava debisi sonrasındaki yüzey sıcaklığı termokupl yardımı ile ölçülmektedir. Ölçülen sonuçlar belirli aralıklarla kayıt altına alınmaktadır. Termokupldan elde edilen sıcaklık değeri bir değerde sabit kalmaya başladığı andan itibaren ilgili deney sonlandırılmaktadır. Deney sonlandırılmadan önce düzende bulunan sıvı kristalin yüzey sıcaklığına bağlı olarak aldığı görüntü kamera ile kayıt altına alınmaktadır. Kayıt altına alınan görseller analiz sonuçlarının doğrulanmasında kullanılacaktır. Daha sonrasında farklı bir hava debisi sağlayacak şekilde kompresör ayarlanarak deneyde aynı adımlar tekralanmaktadır. Deney düzeneğine ait görsel Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3 : Deney düzeneği.

4.1 Venturimetre ve Debi Hesabı

Venturimetre farklı endüstriyel uygulamalarda kütle dengesinin farklı kesitli kanallar veya borulardan geçirilip basınç farkı hesaplanarak işlemlerin kontrol edilmesinde kullanılmaktadır. Basınç düşüşü akışkanın hızına bağlıdır. Bu sebeple basınç düşüşü yardımıyla akışkanın hızına geçilebilir. Kesit alanı belirli bir kanal içerisinde belirli bir hız ile hareket eden akışkanın, kütleli debisi hesaplanabilmektedir. Venturimetre, sabit bir enine kesit alanına sahip kanalda daralma ile akış hızındaki değişimden kaynaklanan ve akışkanın basınç düşümünü oluşturması prensibi ile çalışmaktadır [22]. Şekil 4.4'te bir venturimetre örneği gösterilmektedir.



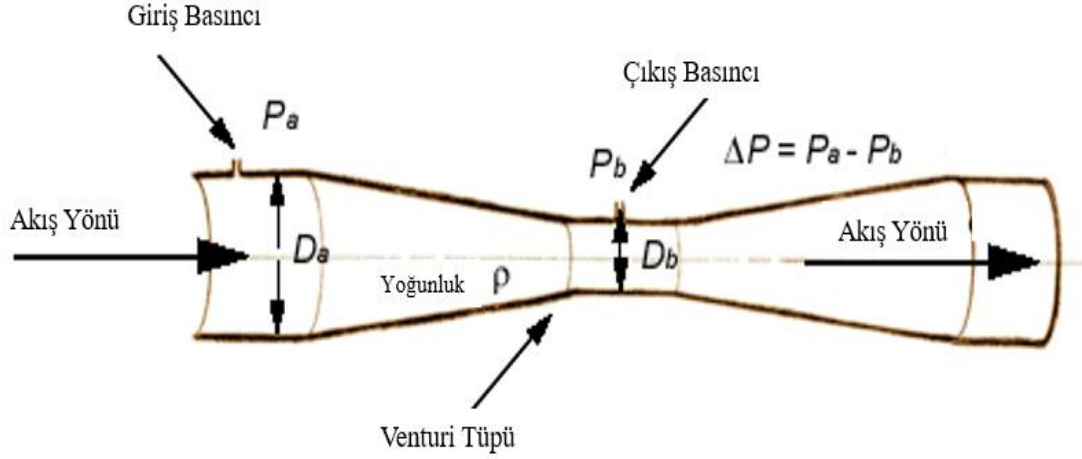
Şekil 4.4 : Örnek venturimetre.

Deney sırasında belirli aralıklarla belirli parametrelere ait ölçümler kayıt altına alınmıştır. Sisteme sağlanan hava debisinin ölçümü için de venturimetre üzerindeki basınç değişimleri su sütunu(mmH_2O) olarak kayıt altına alınmıştır. Çizelge 4.1 ile zamana bağlı olarak elde edilen sonuçlar verilmektedir.

Çizelge 4.1 : Deneylerde elde edilen basınç farkı değerleri.

Deney 1		Deney 2		Deney 3	
Süre	Basınç Farkı	Süre	Basınç Farkı	Süre	Basınç Farkı
s	mmH_2O	s	mmH_2O	s	mmH_2O
0	0	0	9	0	9
300	8,9	600	9	300	9
900	9	900	9	600	9
1500	9	2100	9	1200	9
2100	9	2400	9	1800	9
2700	9	2700	9	2100	9

Şekil 4.5'te venturimetreden geçen hava debisinin basınç farkı ile hesaplanması için kullanılan parametreler gösterilmektedir. Çizelge 4.1'de verilen basınç farkı değeri ve deneyde kullanılan venturimetre boyutları yardımı ile ilk üç deney için sisteme sağlanan hava debisi hesaplanmaktadır.



Şekil 4.5 : Venturimetre şematik gösterim.

Şekil 4.5'te verilen venturimetre giriş çapı(D_a) 100 mm ve çıkış çapı(D_b) 50 mm değerindedir. Sistemden geçen akışkan ortam koşullarındaki havadır ve hava yoğunluğu $1.25 \frac{kg}{m^3}$ olarak alınmaktadır. Bernoulli denklemi ile akış yönündeki basınç farkı denklem 4.1 ile hesaplanmaktadır.

$$P_a - P_b = \Delta P = \frac{1}{2} \rho V_b^2 - \frac{1}{2} \rho V_a^2 \quad (4.1)$$

Süreklilik denklemi ve denklem 4.1 yardımı ile venturideki hız denklem 4.2'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V_a^2 \left[\left(\frac{A_a}{A_b} \right)^2 - 1 \right] \quad (4.2)$$

Denklem 4.2 düzenlenerek tekrar yazıldığında denklem 4.3 ile hacimsel debi hesaplanmaktadır. Sistemde meydana gelen kayıpların etkisi ise boşaltım katsayısı(C) ile denkleme ilave edilmektedir. Venturimetre yardımı ile ölçülen basınç farklarına göre hacimsel debi bulunmaktadır. Boşaltım katsayısı Re sayısına bağlı bir değer olup literatürde 0.9-0.98 aralığında kullanılmaktadır. Boşaltım katsayısı bu hesaplamada 0.98 alınmıştır. Hacimsel debi yoğunluk ile çarpılarak kütleli debiye geçilmektedir. Denklem 4.3 kayıplar dahil edilerek kütleli debi için düzenlendiğinde denklem 4.4 elde edilmektedir.

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \frac{A_a}{\sqrt{\left(\frac{A_a}{A_b} \right)^2 - 1}} \quad (4.3)$$

$$\dot{m} = Q\rho = \rho C \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \frac{A_a}{\sqrt{\left(\frac{A_a}{A_b}\right)^2 - 1}} \quad (4.4)$$

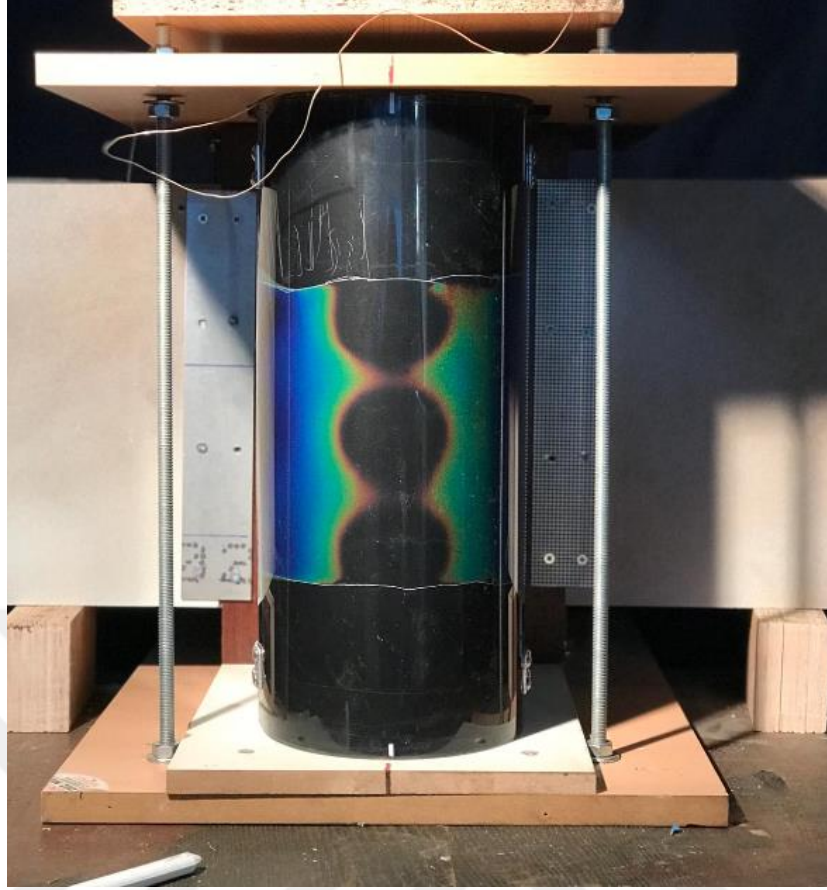
Deneyin gerçekleştirildiği koşullarda ölçülen değerler denklem 4.4 ile hesaplandığında ilk üç deney için elde edilen giriş hızı hacimsel debi ve kütleli debi değerleri Çizelge 4.2 ile verilmiştir.

Çizelge 4.2 : İlk üç deney için sisteme sağlanan havanın hız ve debi değerleri.

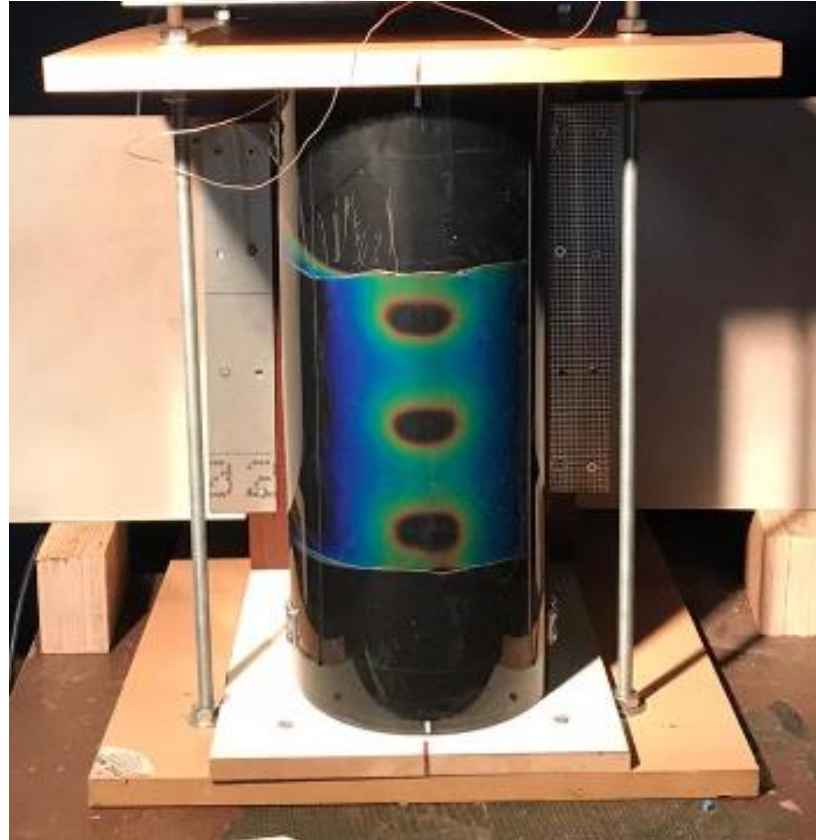
Basınç Farkı mmH ₂ O	Giriş Hızı m/s	Hacimsel Debi m ³ /s	Kütleli Debi kg/s
9	3,07	0,0236	0,0295

4.2 Deney Aşamaları

Ortam sıcaklığı kontrol edilerek deneye başlanmaktadır. Şekil 4.2'deki deney düzeneğine ait şemada gösterildiği gibi bağlanan termokupl ile ölçüm alınıp ortam sıcaklığını ölçüp ölçmediği teyit edilir. Kompresör çalıştırılır ve sisteme hava akışı sağlanır. Sistemde bulunan dirençlere akım gönderilerek hedef yüzeyde belirli bir bölge ısı kaynağına maruz bırakılır. Hedef yüzeydeki duvar sıcaklığı, bu ısı kaynağı sebebiyle yükselmektedir. Sıvı kristali içeren bir şerit de kamera açısında hedef yüzeyin ters tarafına konumlandırılarak sıcaklık değişimi gözlenmektedir. Dirençlere verilen akım değeri arttırılarak aynı hava debisi ile hedef yüzeydeki duvar sıcaklığının değişimi gözlemlenmiştir. Sıvı kristal içeren şerit için çalışma aralığı 30-35 °C'dir. 30 °C altındaki ve 35 °C üzerindeki duvar sıcaklıkları siyah olarak sıvı kristal üzerinde gözükmemektedir. 30-35 °C aralığında kalan duvar sıcaklıkları ise 30 °C'den 35 °C'ye doğru kırmızıdan maviye doğru renk almaktadır. Farklı akım değerleri için sıvı kristalin duvar yüzeyinde aldığı durum Şekil 4.6 ve 4.7'de gösterilmektedir.



Şekil 4.6 : 46 A akım verilen sistemde sıvı kristal renklenmesi.



Şekil 4.7 : 59,5 A akım verilen sistemde sıvı kristal renklenmesi.

Aynı hava debisi ile üç farklı akım değeri verilerek üç farklı deney gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminde kontrollü değişken olarak ısı kaynağı seçilmiştir. Sabit hava debisinde duvar sıcaklığındaki değişim gözlemlenerek elde edilen sonuçlar analiz modelinde girdi olarak kullanılmıştır. Deney düzeneğinde ilk ölçüm alındıktan sonra termokupldan okunan duvar sıcaklığı belirli bir değerde dengeye geldiğinde deney düzeneğindeki sıvı kristal fotoğraflanarak bir sonraki akım değerine geçilmektedir. Her deneyde belirli sürelerde duvar sıcaklığı, akım, voltaj ve venturimetredeki basınç farkı not edilmiştir. Her üç deney için alınan sonuçlar Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Deney sonuçları.

Deney 1				
Süre	Sıcaklık	Akım	Volt	Basınç Farkı
s	°C	A	V	mmH ₂ O
0	23	0	0	0
300	45,4	46	6,1	8,9
900	48,4	45,9	6,1	9
1500	48,9	45,9	6,1	9
2100	48,6	45,9	6,1	9
2700	48,5	45,9	6,1	9

Deney 2				
Süre	Sıcaklık	Akım	Volt	Basınç Farkı
s	°C	A	V	mmH ₂ O
0	48,5	45,9	6,1	9
600	50,5	50,5	6,7	9
900	51,8	50,5	6,7	9
2100	52,3	50,5	6,7	9
2400	51,6	50,5	6,7	9

Deney 3				
Süre	Sıcaklık	Akım	Volt	Basınç Farkı
s	°C	A	V	mmH ₂ O
0	51,6	50,5	6,7	9
300	59,2	59,6	8	9
600	64,2	59,5	8	9
1200	65,7	59,5	8	9
1800	65,2	59,5	7,9	9
2100	65,1	59,5	7,9	9

5. MATEMATİKSEL MODEL

Bu bölümde tez kapsamında jet darbeleri soğutma çözümlerinde kullanılan boyutsuz ifadeler ve genel yönetici denklemler gösterilmektedir. Akış problemlerinin çözümlenmesi için gerekli yönetici denklemler Navier-Stokes denklemleridir. En genel halde süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinden oluşmaktadır. Akış probleminin türüne göre belirtilen bu üç ana denkleme ek terimler eklenebilmektedir. Bu terimler süreklilik ve enerji denklemlerinde üretim terimi olarak gelebilirken momentum denklemlerinde basınç ve hız terimleri olarak gelebilmektedir.

5.1 Jet Darbeleri Soğutmadaki Boyutsuz İfadeler

Jet çarptırılmalı soğutma işleminde soğutma performansına ait değerlendirme yapılırken bir takım boyutsuz ifadeler ele alınmaktadır. Jet çıkışındaki Re sayısı akışın türünü belirlemektedir. Denklem 5.1 ile Re sayısı ifadesi verilmektedir. Denklemde bulunan L, karakteristik uzunluğu ifade etmektedir. İç akış problemlerinde bu değer dairesel kesitli kanallarda çap iken farklı bir geometrik keside sahip olan kanallarda hidrolik çap değeridir.

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (5.1)$$

Bir akışkanın hızı sebebiyle meydana gelen ısı geçişine zorlanmış taşınım ile ısı geçişi denilmektedir. Hedef yüzey etrafındaki Nu sayısı hedef yüzey ile soğutucu akışkan arasındaki ısı geçişini belirlemektedir. Nu sayısı Re ve Prandtl(Pr) boyutsuz ifadelerinin bir fonksiyonudur. Pr sayısı akışkan özelliklerine bağlı bir boyutsuz ifadedir. Bu sebeple geçiş performansının idealleştirilmesi için Re sayısındaki akışkan özelliklerinden bağımsız olan jetlerin delik çapı ve akışkan hızı ele alınmaktadır. Denklem 5.2 ile Nu sayısı ifadesi verilmektedir.

$$Nu = f(Re, Pr) = \frac{hL}{k} \quad (5.2)$$

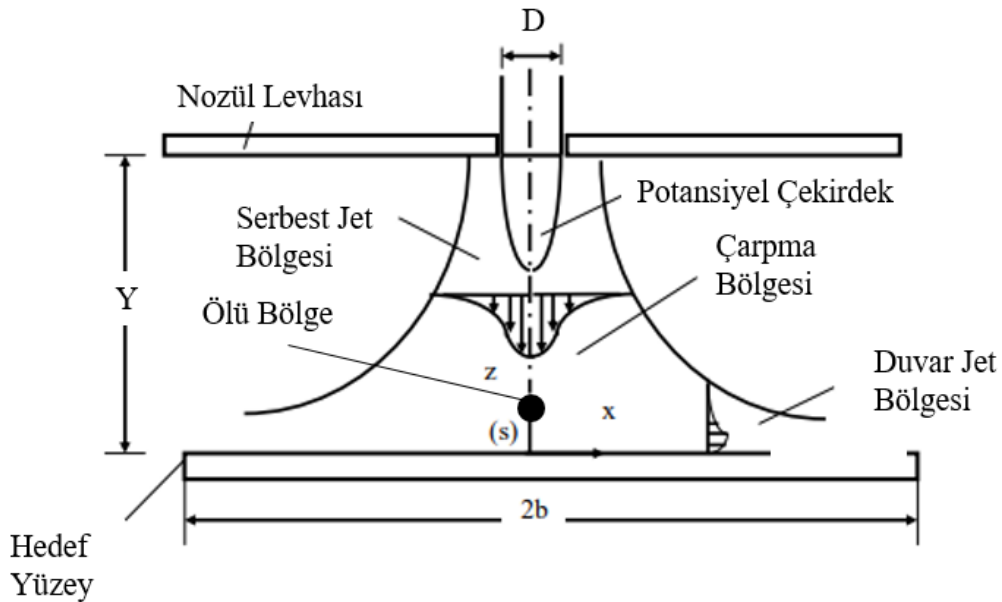
Nu ifadesi elde edildikten sonra ısı taşınım katsayısı(h) ifadesi hesaplanır. Akabinde genel ısı denkleminde sıcaklık farkı hesaplanarak hedef yüzeyin sıcaklığının ne

kadar düşürülebileceği belirlenmektedir. Belirlenen bu sıcaklıklarda hedef yüzeyin malzeme özellikleri ele alınarak değerlendirme yapılmaktadır.

5.2 Jet Darbeli Soğutma Teorik Bilgi

Jet darbeli soğutma yöntemi, sıcaklığı çalışma veya malzeme koşullarına göre yüksek olan bir hedef yüzeye uygulanmaktadır. Burada, bir jet içerisinde geçirelerek hızlandırılan akış yüzeye çarptırılarak ısı transferi sağlanır. Bu sayede yüzey sıcaklığı azaltılmaktadır.

Çapraz akış etkisi göz önünde bulundurulmadığında bir jet ile hedef yüzeye hızlandırılarak yönlendirilen jet akışı, Şekil 5.1'deki gibi üç bölgede incelenebilmektedir. Çapraz akış, iki jetin birbirine etkisi sonucu jet eksenini açılı bir akış eksenine oluşması durumunda görülmektedir. Birinci bölge serbest jet bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Burada akış, sınırsız bir ortama çıkan jetinkiyle aynıdır. İkinci bölge ise çarpma bölgesidir ve akış burada hedef yüzeye çarparak yön değiştirmektedir. Duvar jet bölgesi jet darbeli akışlarda üçüncü ana bölgedir. Akışın sabit bir basınçla hedef yüzeyin duvar bölgesinde hareket ettiği bölgedir [23]. Akış ayrılmasının gerçekleştiği ölü bölge de Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



Şekil 5.1 : Jet darbeli soğutmadaki akış bölgeleri [23].

5.3 Süreklilik Denklemi

Süreklilik denklemi sistemdeki kütle korunumunu ifade etmektedir. Süreklilik denklemi en genel hali ile denklem 5.3'te verilmektedir. Sıkıştırılamaz akış kabulü ile yoğunluğun zamana ve konuma göre değişiminin meydana gelmediği kabul edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (5.3)$$

Hız vektörü de ilgili denklemde yerine konduğu takdirde süreklilik denklemi denklem 5.4'teki gibi olmaktadır.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.4)$$

5.4 Momentum Denklemi

Akışkan parçacığı üzerindeki kuvvetleri ifade eden yönetici denklemlerdir. Newton'un ikinci yasasına göre elde edilen denklemlerde parçacığa etki eden net kuvvet sıfır değil ise akışkan ivmelenmektedir. Yani dış kuvvetlerin toplamının, momentumun bir zamandaki değişime eşit olduğunu ifade etmektedir. En genel hali ile momentum denklemi denklem 5.5'teki gibidir.

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V}(\nabla \vec{V}) \right] = -\nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (5.5)$$

Denklem 5.5'teki genel momentum denklemi x, y ve z yönündeki bileşkeleri aşağıdaki denklemlerde verilmiştir.

$$x: \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5.6)$$

$$y: \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.7)$$

$$z: \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5.8)$$

5.5 Enerji Denklemi

Enerji denklemi, akışkan parçacığında meydana gelen enerji değişimini ifade eden yönetici denklemdir. Denklem 5.9'da genel haldeki enerji denklemi gösterilmektedir.

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) T \right] = k \nabla^2 T + \Phi \quad (5.9)$$

Enerji denklemi ile sıcaklık çözümlenmesi yapabilmek için öncelikle süreklilik ve momentum denklemleri çözülerek hız ve basınç değerleri için çözüm alınmalıdır. Yukarıda verilen enerji denklemine ısı üretimi kaynak terim olarak eklenmelidir.

5.6 k- ω STT Türbülans Modeli

k- ω türbülans modeli istatistiksel olarak 2 denklemlilik bir türbülans modelidir. Reynolds gerilmelerini transport denklemi ile çözmek yerine eddy-viskozite yaklaşımını kullanarak çözmektedir. Reynolds gerilmelerini, iki denklemlilik türbülans modelleri yönetici denklemlere ek olarak iki adet transport denklemi ile çözmektedir. Bu denklemlerden bir tanesi türbülansın kinetik enerjisi için türetilmiştir. Diğer bir denklem ise k- ω türbülans modelinde kullanılan türbülans kinetik enerjisinin(k), yayılım hızına(ϵ) oranı için türetilmiştir [24].

Standart k- ω modeli, düşük Re sayılı etkiler, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışı yayılması için modifikasyonları içeren Wilcox k- ω modeline dayanmaktadır. Dairesel ve radyal jetler ile uyum içersindedir. Bu nedenle duvarla sınırlı akışlar ve serbest kayma akışları için geçerli olan serbest kayma akışı hızlarını öngörmektedir [24].

Kayma Gerilimi Taşıma (STT) k- ω modelini Menter, yakın duvar bölgesindeki k- ω modelinin doğru ve sağlam formülasyonunu uzak duvar bölgesindeki k- ϵ modelinin serbest akış bağımsızlığı ile etkili bir şekilde harmanlayarak geliştirmiştir. k- ω SST modelinin, k- ω standart modeline göre sahip olduğu iyileştirmeler aşağıdaki gibidir:

- Standart k- ω modeli ve dönüştürülmüş k- ϵ modelinin her ikisi de bir hbirleştirme fonksiyonu ile çarpılır ve her iki model birlikte eklenir. Birleştirme işlevi, standart k- ω modelini etkinleştiren yakın duvar bölgesinde ve dönüştürülmüş k- ϵ modelini etkinleştiren yüzeyden uzakta olacak şekilde tasarlanmıştır.
- Sınır tabakasının iç bölgesindeki standart k- ω modelinden, sınır tabakasının dış kısmındaki k- ϵ modelinin yüksek Reynolds sayılı versiyonuna kademeli değişimini ifade etmektedir.
- SST modeli, ω denkleminde sönümlü bir çapraz difüzyon türevi terimi içerir.

- Ana türbülanslı kayma geriliminin taşıma etkilerini hesaba katmak için değiştirilmiş türbülanslı viskozite formülasyonu eklenmektedir.
- Modelleme sabitleri farklıdır.

Bu özellikler, k- ω SST modelini, standart k- ω modelinden daha geniş bir akış sınırı için daha doğru ve güvenilir kılar. Örnek vermek gerekirse ters basınç gradyanlı akışları, kanat profilleri, transonik şok dalgaları çözümlenmeleri için kullanılmaktadır [24].

k- ω SST modelinin genel denklemleri denklem 5.10 ve 5.11 ile verilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (5.11)$$

G_k ortalama hız gradyeninden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin ürteimi ve G_ω ω üretimini ifade eden kaynak terimlerdir. Bu türbülans üretim terimleri sırasıyla aşağıdaki denklemler ile verilmektedir. Γ_k ve Γ_ω ifadeleri k ve ω 'nın yayılım katsayılarını ifade eden katsayılardır.

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \quad (5.12)$$

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (5.13)$$

Y_k ve Y_ω türbülans kaynaklı k ve ω ifadelerinin yayınımlarını(dissipasyonlarını) ifade etmektedir. D_ω çapraz difüzyon terimini ifade ederken S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini ifade etmektedir [24].

Literatür araştırmasında da görüldüğü üzere incelenen çalışmalarda [16-19] , k- ω SST türbülans modeli ile alınan sonuçların deneylerle daha uyumlu olduğu görülmektedir. Özellikle düşük Y/D oranı için , k- ω SST modelinin en kararlı ve deney sonuçlarına en yakın sonuçları veren türbülans modeli olduğu değerlendirilmiştir.

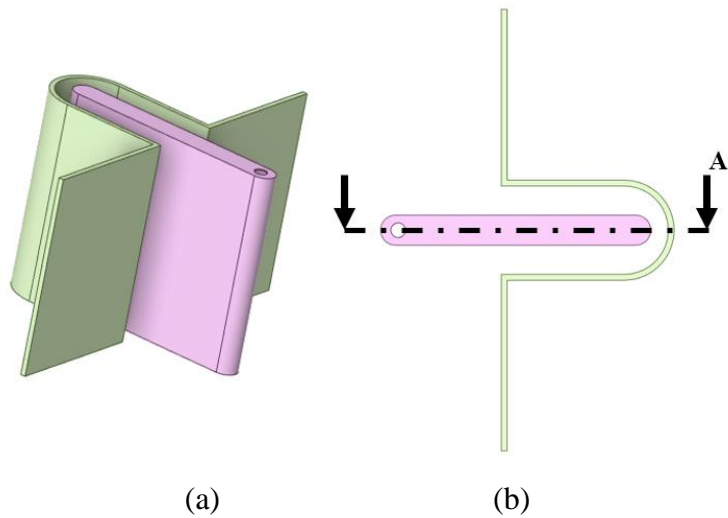


6. ANALİZ MODELİNİN DENEYSEL VERİLER İLE DOĞRULANMASI

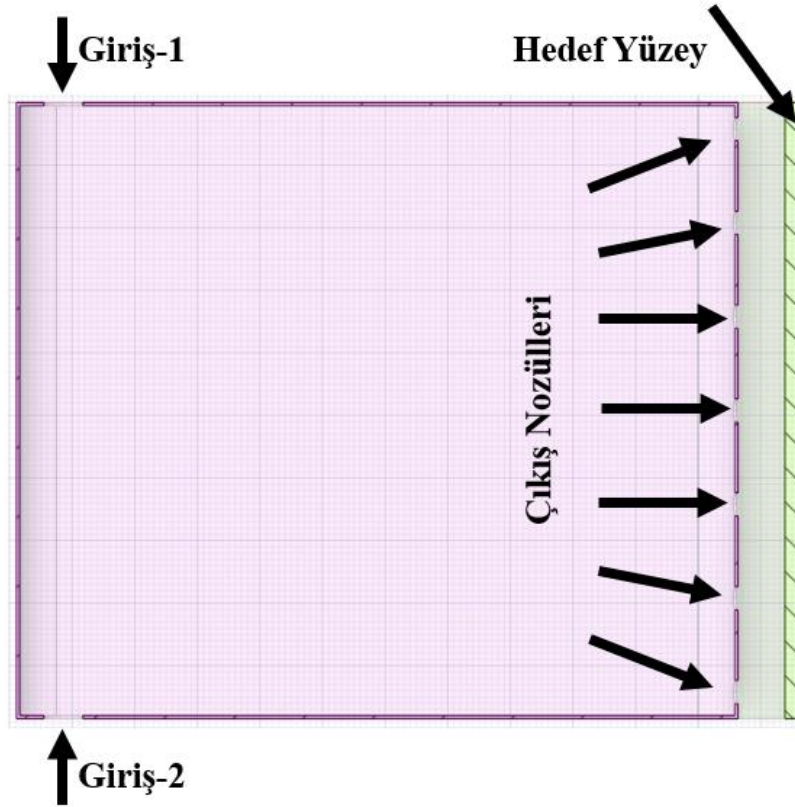
Bu bölümde, sayısal çözümlerinde kullanılacak olan analiz modeli ile ilgili bilgiler anlatılmaktadır. İncelenen sisteme ait geometri üzerinden akış hacmi çıkarılarak geometrik düzenleme işlemi yapılmaktadır. Ardından belirlenen kriterlerde çözüm ağ yapısı oluşturulur. Sonrasında model çözücü tarafına aktararak çözüm için gerekli enerji modeli, türbülans modeli, sınır şartları, akışkan ve katı özellikleri ve çözücü ayarları yapılmaktadır. Yapılan işlemlerin ilgili kriterlere göre yapılması analiz için hassasiyeti için önemli birer girdidir.

6.1 HAD Modellemesi

Deney düzeneğine ait geometri üç boyutlu(3B) olarak oluşturulmuştur. Şekil 6.1’de üstten görünüşü ile verilen 3B geometri modelinde, bir adet iç bükey hedef yüzey ve bir adet nozülleri barındıran kasa bulunmaktadır. Kasa üzerinde iki adet giriş deliği bulunurken hedef yüzeye doğru akışı hızlandıran yedi adet jet deliği ise çıkış tarafında bulunmaktadır. Şekil 6.2’deki kesit görünüş üzerinde modeldeki giriş çıkış delikleri gösterilmektedir. Deney düzeneğinde bulunan ısıtıcı dirençlerin kalınlıkları çok az olduğu için üç boyutlu olarak modellenmemiştir. Sınır şartı olarak çözücü programda yüzeye tanımlanacaktır.



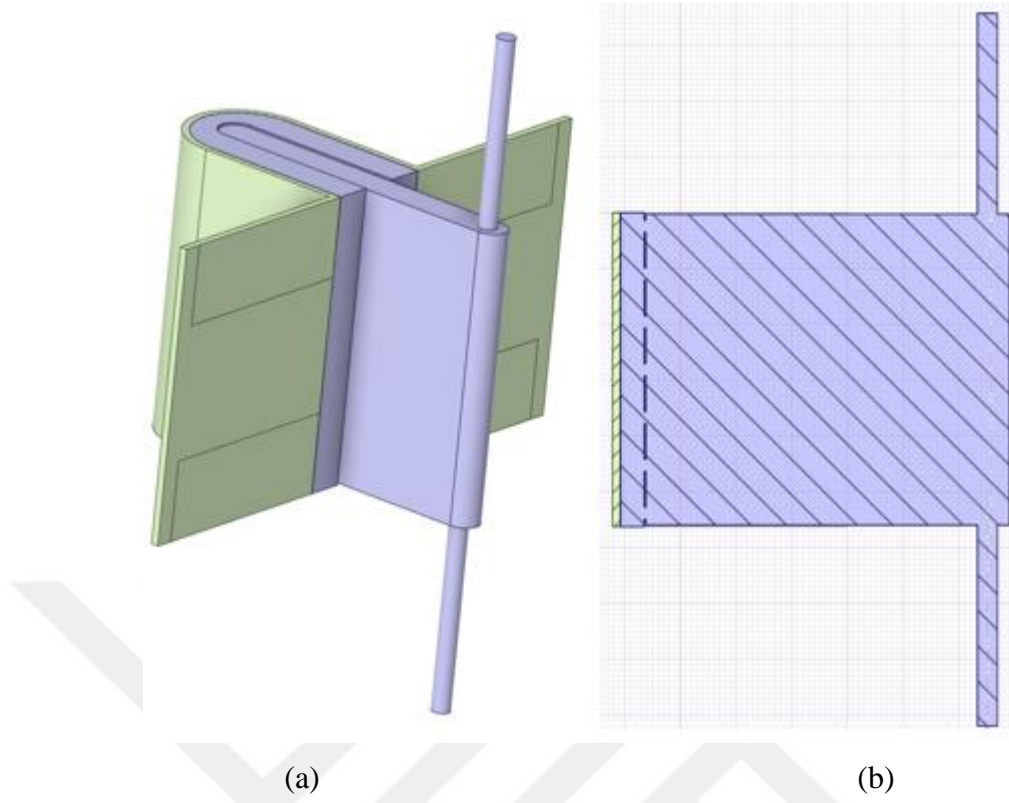
Şekil 6.1 : Analiz modeli geometrisi (a)perspektif görünüş (b)üstten görünüş



Şekil 6.2 : Analiz modeli geometrisi A-A kesit görünüşü.

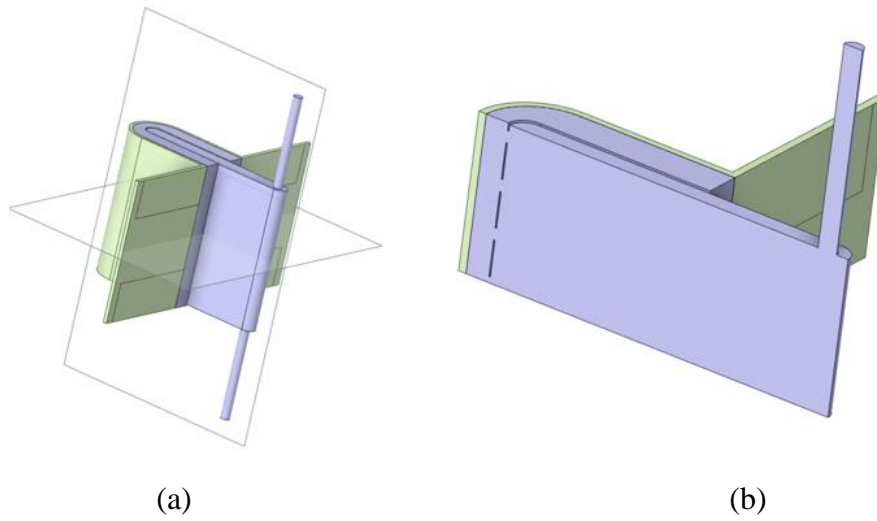
Üç boyutlu katı modeli oluşturulan model üzerinde akış hacmi oluşturulmuştur. Sisteme giren hava hızı ile yapılan hesaplamalar sonucunda akışın türbülanslı olduğu görülmektedir. Akışın tam olarak gelişerek kasadan içeriye girmesi analiz modelinin yakınsamasını kolaylaştırmaktadır. Türbülanslı bir akışta giriş uzunluğu laminer akışa göre daha kısadır. Ayrıca, giriş uzunluğu türbülanslı akışta Re sayısından daha az etkilenmektedir. Genel olarak türbülanslı iç akış problemlerinde giriş uzunluğu çapın on katı alınmaktadır [25]. Bu sebeple giriş deliklerinin uzunluğu giriş çapının on katı kadar uzatılmıştır.

Şekil 6.3'te oluşturulan akış hacmi gösterilmektedir. Akış hacmi olarak adlandırılan geometrik modelde, ısı akısı verilecek duvar ve sistemdeki hava akışının gerçekleştiği hacimler bulunmaktadır. Kasanın katı modeline akış ile termal çözümlerle gerek olmadığı ve çözüm ağı eleman sayısında azaltma yapabilmek için modelden çıkarılmıştır.



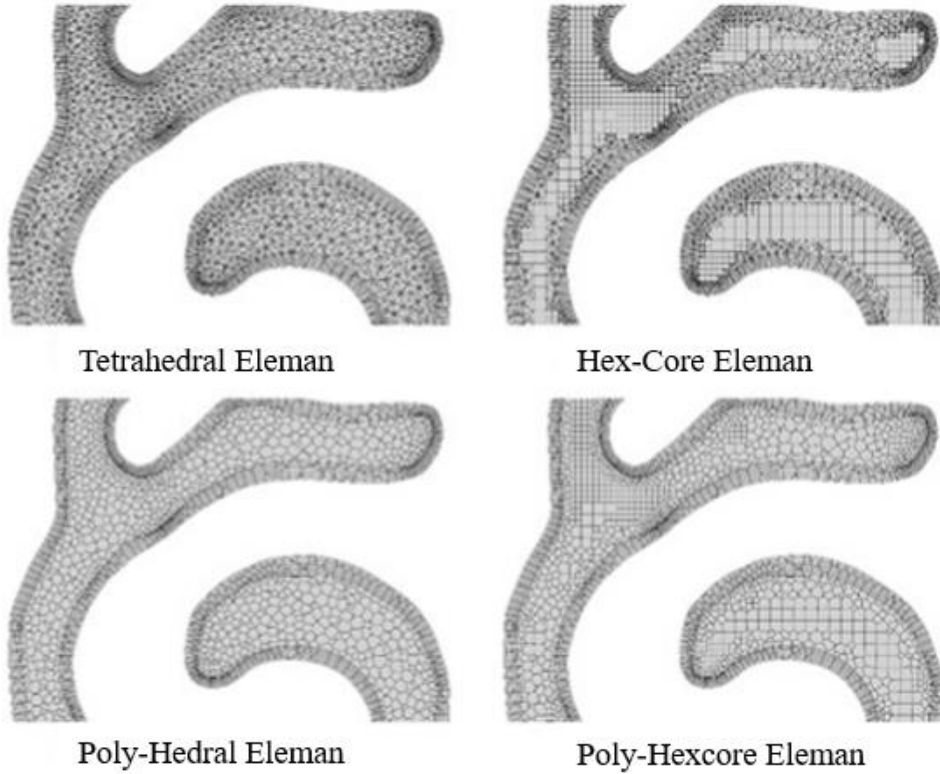
Şekil 6.3 : Analiz modeli akış hacmi (a)perspektif görünüş (b)kesit görünüş.

Oluşturulan akış hacminin, Şekil 6.4a'da gösterilen iki düzleme göre de simetrik bir model olduğu gösterilmektedir. Bu sebeple model Şekil 6.4b'deki gibi modellenerek iki taraftan simetri sınır şartı uygulanacak şekilde akış hacmi düzenlenmiştir. Bu sayede çözüm ağı eleman sayısı azaltılarak analizlerin çözüm sürelerinde azalma sağlanmıştır.



Şekil 6.4 : Analiz modeli akış hacmi (a)perspektif görünüş (b)simetri şartına göre basitleştirilmiş akış hacmi.

Analiz modeli için oluşturulan akış hacminden oluşan geometri üzerine sayısal çözümler için gerekli ağ yapısı oluşturulmaktadır. Akış ağı yapılarında genel olarak kullanılan ağ tipleri Şekil 6.5'te gösterilmektedir. Ağ yapısı içerisindeki çözüm noktalarının geçişi ve ağ yapısı eleman sayısının azaltılması için son zamanlarda kullanımı artan Poly-Hexcore ağ yapısı kullanılmıştır. Poly-hexcore ağ yapısı ile diğer tipteki ağ yapılarına göre eleman sayısı azaldığı için analiz süreleri de azalmaktadır.



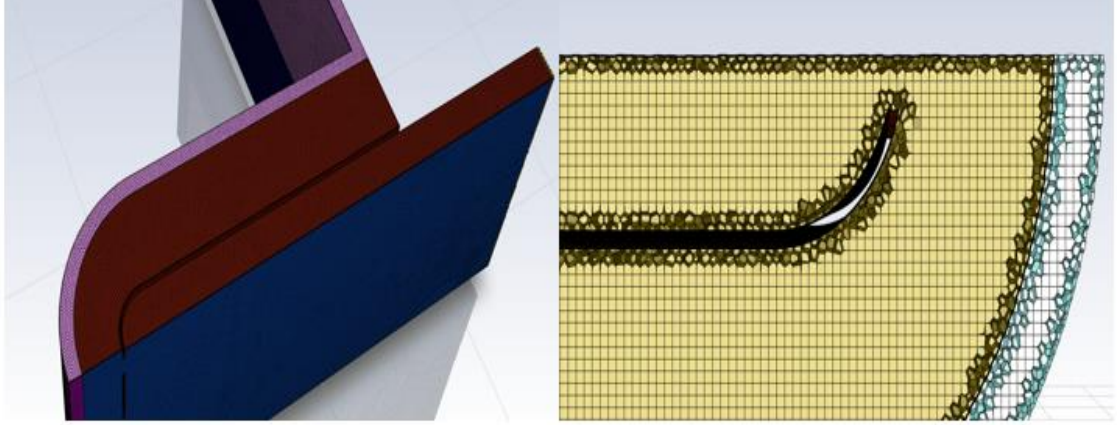
Şekil 6.5 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısı eleman tipleri [26].

Şekil 6.6'da, Bölüm 4'te anlatılan deneysel çalışmanın analiz modeli üzerinde yapılacak doğrulanma çalışmalarında kullanılacak ağ yapısına ait yüzey ve kesit görselleri verilmektedir. Şekil 6.7'de ise sınır tabaka ağ yapısına ait detay görünüş verilmektedir. Akışkan hacmi tarafında on katmanlı sınır tabaka ağ yapısı oluşturularak analizlerde kullanılacak türbülans modeli için gerekli y^+ değerinin yakalanması hedeflenmiştir. Buradaki hedef değer $y^+ < 1$ şeklindedir. Bu değer göz önüne alınarak sistem çözümlemesinde kullanılacak ağ yapısında olması gereken en küçük eleman boyutu hesaplanarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Eleman boyutu denklem 6.1 ile elde edilmektedir.

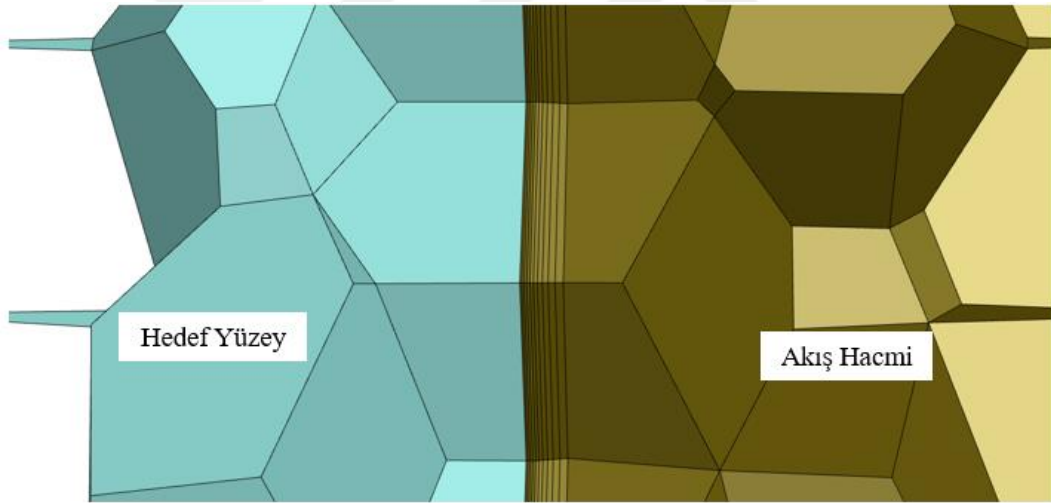
$$\Delta s = \frac{y^+ \mu}{U_{sürtünme} \rho} \quad (6.1)$$

Denklem 6.1’de bulunan $U_{sürtünme}$, denklem 6.2’deki gibi yüzey gerilmesi(τ_{duvar}) ile hesaplanmaktadır. Yüzey gerilmesi ise Re sayısının bir fonksiyonu olan sürtünme katsayısına(C_f) bağlıdır.

$$\tau_{duvar} = \frac{C_f \rho U^2}{2} \quad (6.2)$$



Şekil 6.6 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısı.



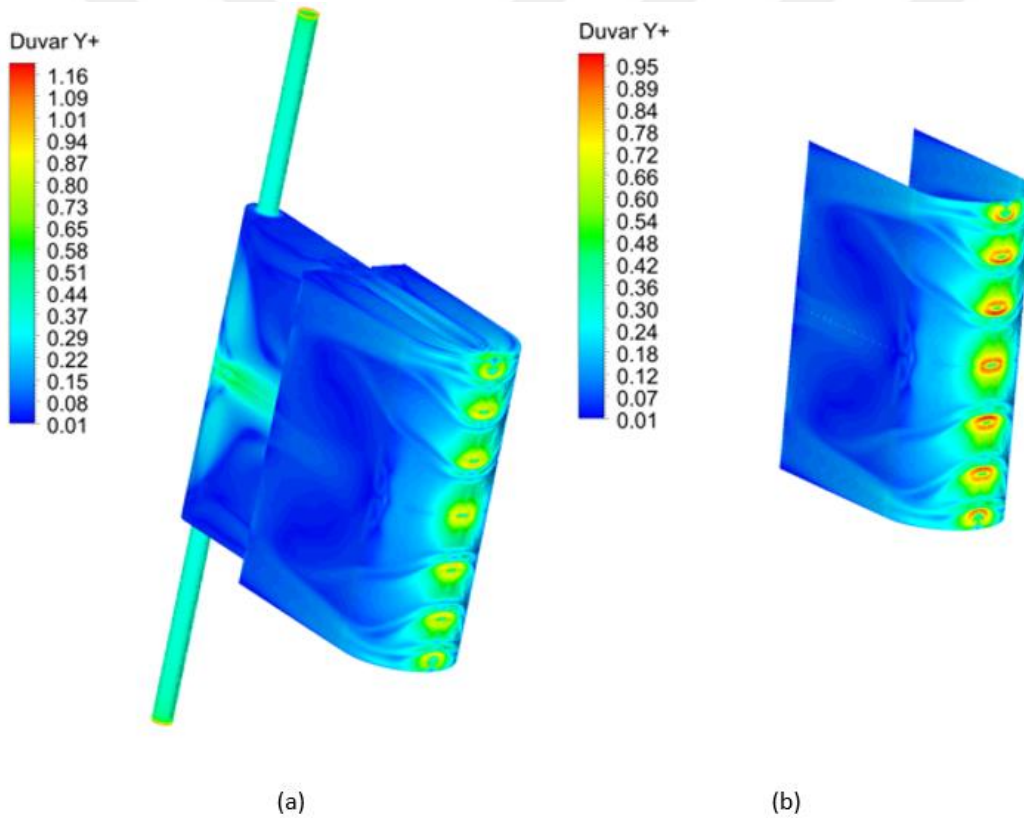
Şekil 6.7 : Analiz modellerinde kullanılan ağ yapısındaki sınır tabaka ağı.

Çözüm ağı için eleman sayısından bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 6.1’de verilmektedir. Yapılan çalışmaya göre ikinci sıradaki çözüm ağı yapısı seçilmiştir. Bu seçim yapılırken eleman sayısının analizin sayısal çözümüne ve çözüm süresine etkileri göz önüne alınmıştır. Üçüncü sıradaki eleman yapısı ile analizlerin çözümlene süresi ikinci sıradaki eleman yapısına göre oldukça fazla olmaktadır. Bu sebeple ikinci sıradaki çözüm ağı eleman özellikleri ile parametrik çalışmalar devam ettirilmiştir.

Çizelge 6.1 : Çözüm ağı sayısından bağımsızlık çalışması sonuçları.

Durum	Eleman Boyutları	Eleman Sayısı	Merkez Hedef Yüzey Sıcaklığı	Sıcaklık Hata Payı
1	0.5-2 mm	2.6 milyon	27.8	Referans
2	0.5-1.5 mm	3.6 milyon	28.4	%2
3	0.5-1 mm	7 milyon	30.2	%8.7

Doğrulama analizlerinde kullanılan çözüm ağı yapısındaki y^+ dağılımı hem tüm akışkan duvarlarında hem de hedef yüzeydeki olmak üzere ayrı ayrı Şekil 6.8a ve 6.8b'de gösterilmektedir. Türbülans modeli olarak seçilen $k-\omega$ SST modeli ile daha güvenilir sonuçlar alabilmek adına bu şarta göre ağ yapısı oluşturularak hedef yüzeydeki $y^+ < 1$ şartı Şekil 6.8'de de görüldüğü üzere sağlanmıştır.

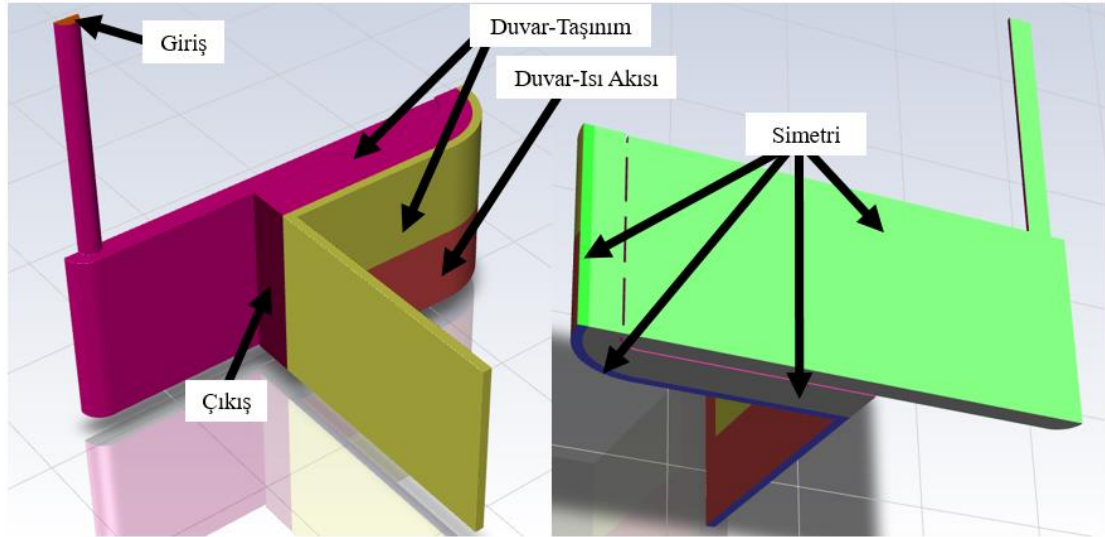


Şekil 6.8 : Doğrulama çalışmalarında kullanılan HAD modeli için duvar y^+ değerleri a) tüm akışkan duvarları b) hedef yüzey duvarı.

Akış ile ısı problemlerinin çözümlemelerinde kullanılan çözüm yöntemine ve problem türüne göre farklı sınır şartları kullanılabilir. Analiz modelinin çözümü için programa tanımlanan sınır şartları; giriş koşulu olarak hız değeri, çıkış koşulu olarak basınç değeri, direnç kaplı duvarlara deney sırasında ısıtıcının sağladığı ısı akısı değeri, direnç kaplı duvar dışındaki duvarlara ise ısı taşınım

katsayısı ve oda sıcaklığı tanımlanmıştır. Deney sırasında ölçülen sınır şartları modele tanıtılmıştır. Analiz modelindeki çözüm ağı eleman sayısını azaltmak için sistemde uygulanan simetri sınır koşulları dört ayrı yüzeyden modele tanıtılmıştır. Ayrıca sınır şartlarının tanımlandığı yüzeyler şekil 6.9’da gösterilmektedir. Analizlerin çözümü için enerji modeli açılarak türbülans modeli k- ω SST aktif edilmiştir.

Deney düzeneğinde duvar sıcaklıklarının görüntülenebilmesi için hedef yüzeyin dış tarafına sıvı kristal şeridi yerleştirilmiştir. Bu sebeple ısı kaynağı olarak kullanılan şerit ısıtılı duvarın iç tarafında konumlandırılmıştır. Analizler gerçekleştirilirken ısı akısının duvar kalınlığına göre yüksek olması sebebiyle duvarın her iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının oldukça az olmaktadır. Bu durumdan dolayı ısı akısı, duvarın dış tarafından verilmiştir.

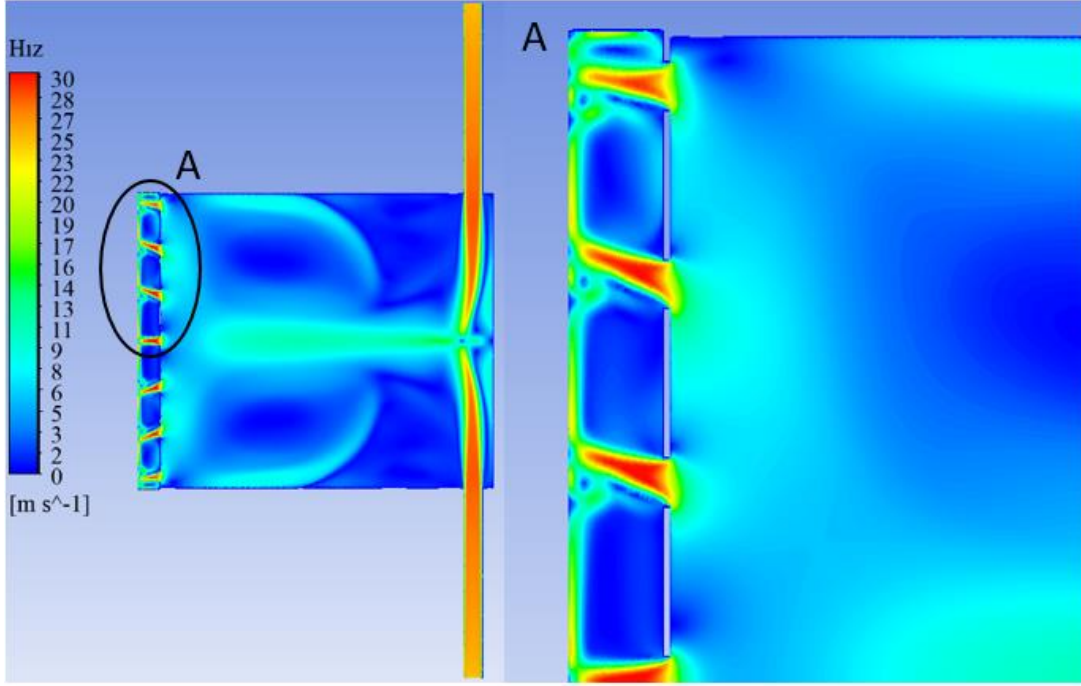


Şekil 6.9 : Analiz modellerinde kullanılan sınır şartları.

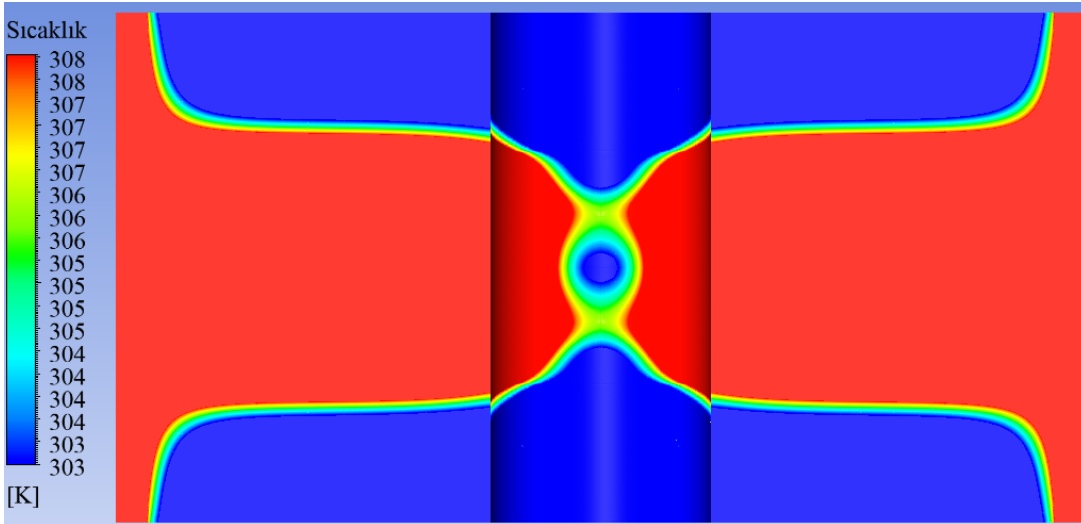
Analizlerin sondırılabilmesi için iki ana yakınsama kriteri dikkate alınmıştır. Birinci kriter olarak analizler boyunca kontrol hacmi içerisindeki giriş ve çıkıştaki kütleli debi farkı takip edilmiştir. İkinci kriter olarak ise duvardaki merkez noktanın sıcaklığı analizler boyunca takip edilmiştir. Giriş ve çıkıştaki kütleli debi farkı 220. iterasyonda dengeye gelmiştir. Ancak, merkez sıcaklığının dengeye gelmesi için analizler devam ettirilmiştir. Merkez sıcaklığı 400. iterasyonda dengeye gelmiştir. Analizin güvenilirliğini arttırmak amacıyla analiz 150 iterasyon daha devam ettirilmiştir. Bu analiz, toplamda 550 iterasyonda hem kütle giriş-çıkışı olarak hem de sıcaklık olarak dengeye geldiği görülerek tamamlanmıştır.

6.2 Sonuçlar

Oluşturulan analiz modeli ANSYS Fluent yazılımını kullanarak çözümlenmiştir. Tanımlanan sınır şartları ve aktif edilen modeller ile alınan çözümlenme sonucunda elde edilen hava tarafının nozül içerisindeki hız değerleri şekil 6.10’da verilirken duvar tarafının sıcaklık değerleri şekil 6.11’de verilmektedir.



şekil 6.10 : Hız sonuçları.



şekil 6.11 : Duvar sıcaklığı sonuçları.

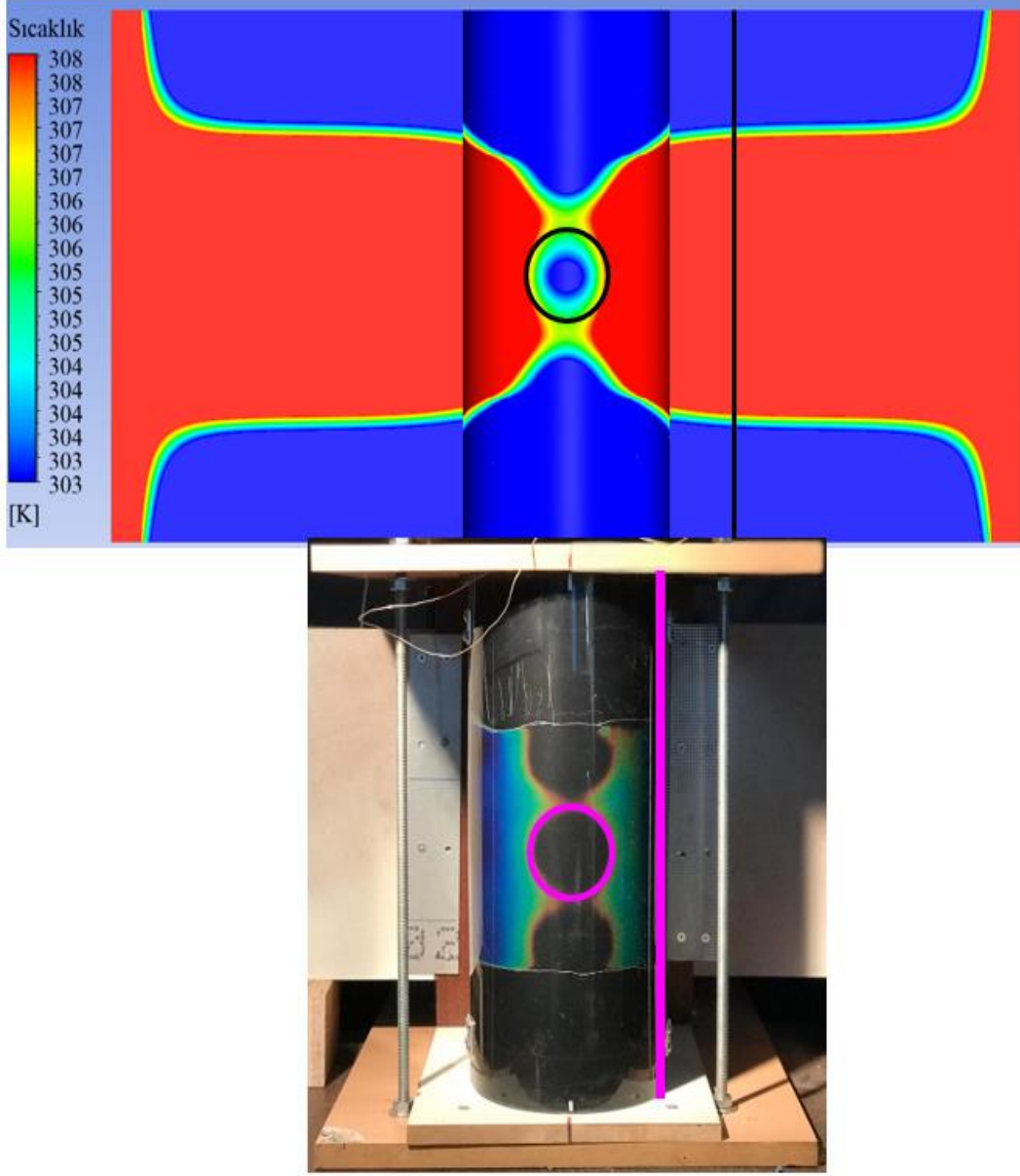
Hız sonuçlarına bakıldığında deney sırasında giriş tarafından verilen hız değerinin yedi jet deliğine indirgenmesi ile hesaplanan teorik jet deliği hızı ile örtüştüğü görülmektedir. Ayrıca hız sonuçlarına bakıldığında Bölüm 5’te bahsedilen çapraz

akış etkisiyle nozül çıkışında akışın yukarıya doğru yönlendiği görülmektedir. Nozüllerden konumları dolayısıyla eşit kütleli debi çıkmaması öngörüldüğü gibi hız değerlerine bakıldığında da görülmektedir.

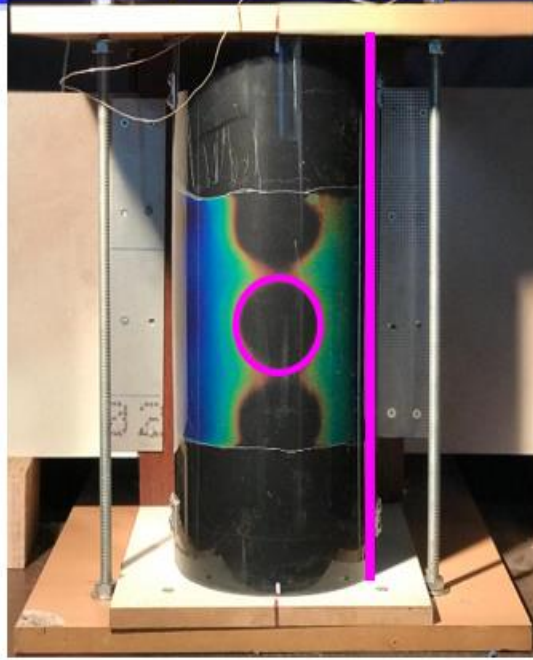
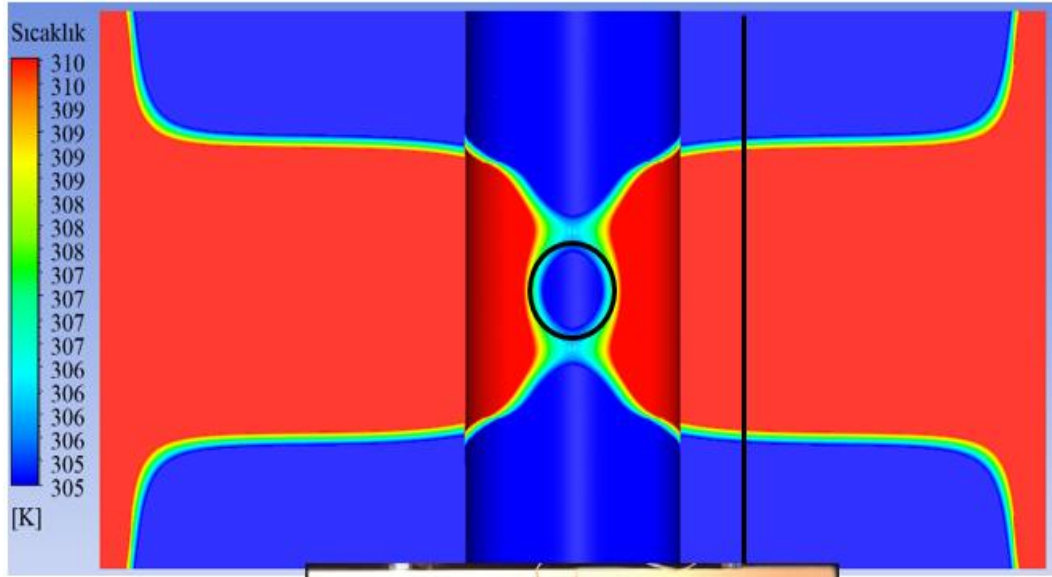
Duvar sıcaklıklarına ait sonuçlar, deney düzeneğinde bulunan sıvı kristalin çalışma aralığına göre düzenlenerek verilmektedir. Beklenildiği gibi ortadaki nozülün etkisiyle duvarın merkezinde sıcaklıklar 30 °C (303 K) altında kalmaktadır. Şekil 6.12'de deney sırasında alınan bir görsel ile analizler sonucunda hesaplanan duvar sıcaklıklarının karşılaştırması verilmektedir. Şekilde verilen farklı renklerdeki çizgiler ve çemberler aynı boyuttadır. Görüldüğü üzere duvar sıcaklıkları deney düzeneğine göre bir miktar yüksek kalmaktadır.

Lejant aralığı 2 °C yukarıya ötelendiği durumda elde edilen sonuçlar Şekil 6.13'teki gibidir. Çalışma aralıkları düzenlendiğinde deney sırasında alınan duvar sıcaklıklarına ait görseller ile analiz sonuçlarının örtüştüğü görülmektedir.

Duvar sıcaklıkları arasında görülen 2 °C'lik fark için deneyde bulunan sıvı kristallerin çalışma aralıkları(30-35 °C) göz önüne alınarak sapma miktarı hesaplanmaktadır. Deney sonuçları referans alındığında(30 °C) deney sonuçları ile HAD sonuçları arasında %6.7 sapma mevcuttur. Deney sırasında kullanılan ölçüm cihazları ve deney düzeneğinde öngörülemeyen veya hesaplamalara dahil edilemeyen etkiler sebebiyle deney sonuçlarında bir miktar farklılıklar oluşabilmektedir. Tüm bunlar göz önünde bulundurularak sonuçlar arasındaki bu sapma miktarının kabul edilebilir bir seviyede olduğu değerlendirilmiştir. Bundan sonra gerçekleştirilecek analiz çalışmaları için bu HAD modeli kullanılacaktır.



Şekil 6.12 : 30-35 °C çalışma aralığı için analiz ve deney sonuçlarına göre hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması.



Şekil 6.13 : 32-37 °C çalışma aralığı için analiz ve deney sonuçlarına göre hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarının karşılaştırılması.



7. FARKLI JET KONFİGÜRASYONLARI

Bölüm 6’da doğrulama çalışmalarında kullanılan analiz geometrisi, bu bölümdeki farklı parametreler incelenirken tekrar kullanılmaktadır. Çözüm ağı yapısı ve çözüm modelleri doğrulama çalışmasından elde edilerek bu bölümdeki çalışmalara da aktarılmıştır. Yapılan deney çalışmasının doğrulanan HAD modeli ile farklı jet konfigürasyonlarının jet çarpırmalı soğutma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Belirli bir Re sayısı için jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafenin(X) jet delik çapına(D) oranı(X/D) ve jet deliklerinin hedef yüzeye olan uzaklığı(Y) ile jet delik çapına oranı(Y/D) değerlendirilmiştir. Yapılan analizlerde kullanılan oranlar Çizelge 7.1’de verilmektedir.

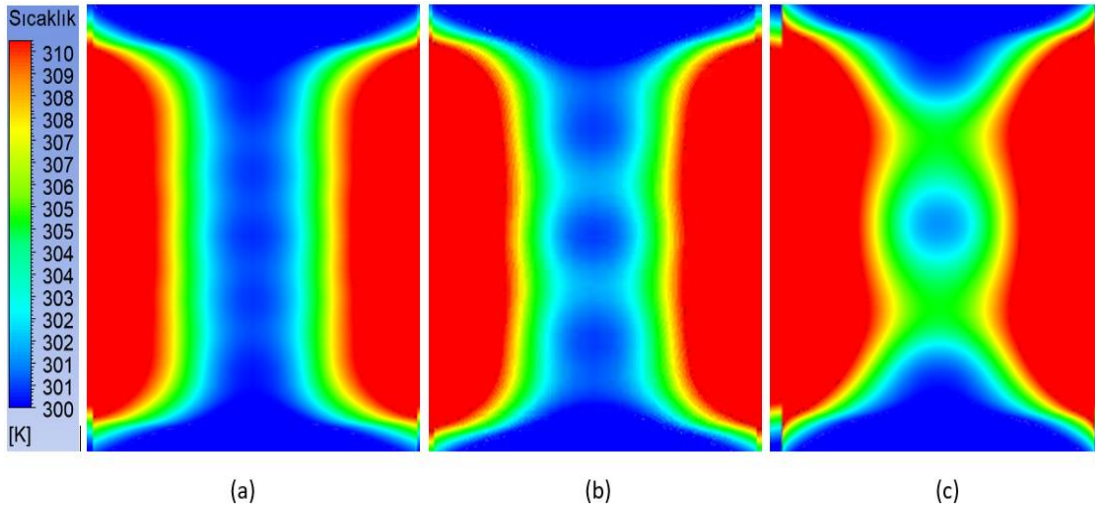
Çizelge 7.1 : Yapılan analizlerde incelenen parametreler.

Analiz Numarası	Çap (mm)	X/D	Y/D	X(mm)	Y(mm)
1	15	2	1	30	15
2	15	2	2	30	30
3	15	2	3	30	45
4	15	3	1	45	15
5	15	3	2	45	30
6	15	3	3	45	45
7	15	4	1	60	15
8	15	4	2	60	30
9	15	4	3	60	45

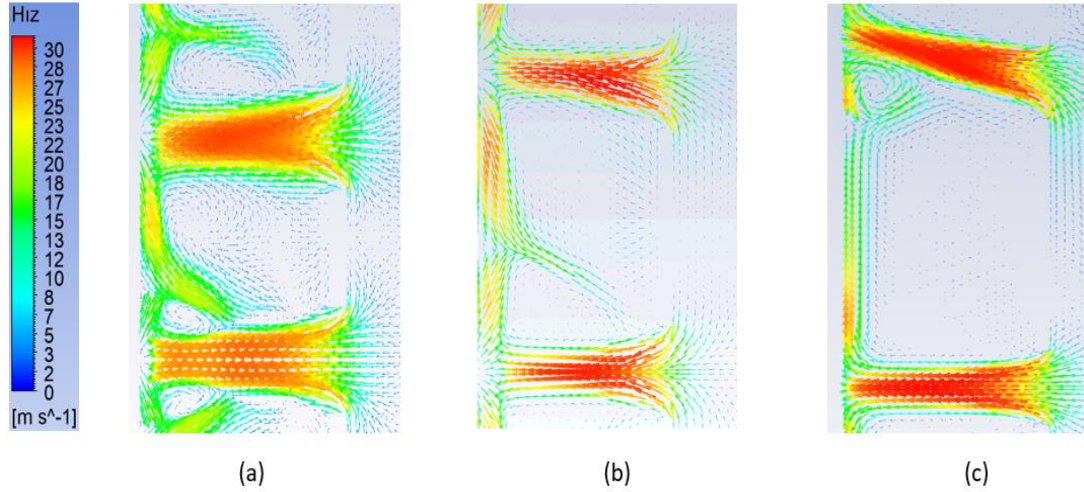
8 numaralı analiz girdileri deney düzeneği üzerindeki jet çapı, jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe ile jet deliklerinin hedef yüzey ile arasındaki mesafeden oluşan ve doğrulama analizlerinde kullanılan HAD modelidir. Diğer model ile belirtilen parametreler için analizler gerçekleştirilerek referans model ile soğutma performansı açısından karşılaştırmalar yapılmaktadır. Referans analiz sonuçları tek tek incelendikten sonra Çizelge 7.1’de verilen tüm analizler değerlendirilip en etkili soğutma performansını sağlayan model için Re sayısı değiştirilerek Re sayısının soğutma performansına etkisi değerlendirilmektedir.

7.1 X/D Etkisi

8 numaralı analizde bulunan Y/D oranı ile üç farklı X/D oranı bu bölümde karşılaştırılmaktadır. Hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarında meydana gelen değişimler Şekil 7.1’de verilmektedir. Yapılan HAD çalışması sonuçlarına göre iki farklı sonuç elde edilebilmektedir. İlki jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe azaldıkça hedef yüzey sıcaklığı yüksek olan bölgedeki jet sayısı artmaktadır. Dolayısıyla daha fazla hava debisi, hedef yüzeydeki soğutulabilen alanı arttırmaktadır. Çıkarılabilecek ikinci sonuç ise sadece merkezdeki jet etkisiyle soğutulan bölgeye bakılarak görülebilmektedir. Her üç durum için de merkezdeki sıcaklıklara bakıldığında X/D oranının azalması soğutma performansını arttırmaktadır. Burada daha sağlıklı bir yorum yapılabilmesi için jet bölgesindeki havanın hız vektörlerine bakılmalıdır. Şekil 7.2’de her üç nokta için hız vektörleri verilmiştir. Burada jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafe arttıkça iki jet arasındaki ölü bölgelerin olduğu alanların arttığı görülmektedir. Ayrıca bu mesafe arttıkça jetler arasında çapraz akış etkileri görülmeye başlamaktadır. Özellikle 7.2c’de bu etki net bir şekilde görülmektedir. Üstteki jetten çıkan hava dik açı ile hedef yüzeye çarpmamaktadır ve bu bölgede akışta dönüm yaratmaktadır. Dolayısıyla efektif soğutma alanı azalmaktadır. Deney düzeneğindeki oranlar referans alındığında X/D mesafesindeki azalış soğutma performansı için olumlu bir etki yaratmaktadır.



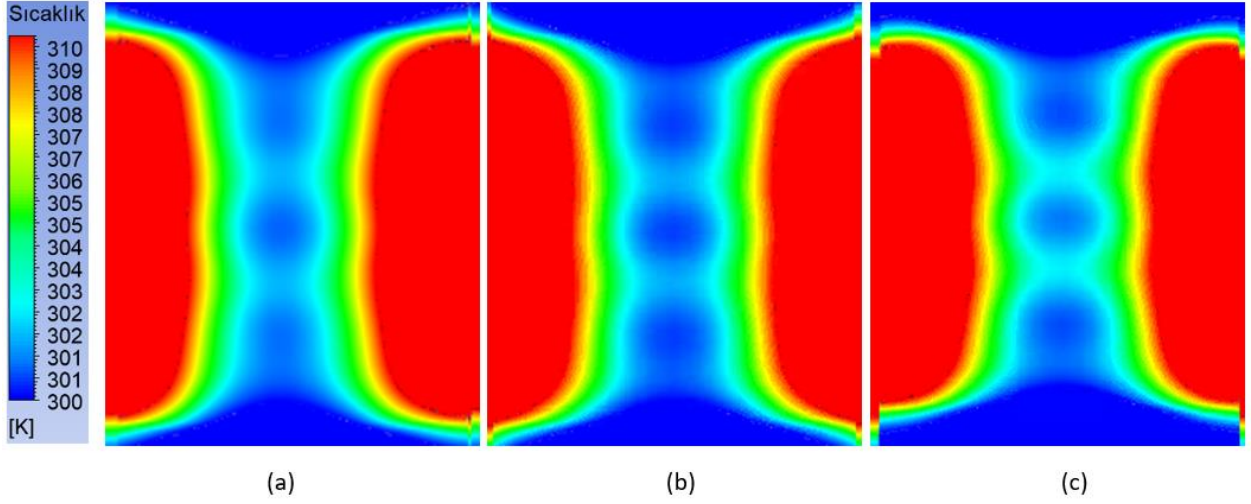
Şekil 7.1 : Y/D oranı 2 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) $X/D=2$ b) $X/D=3$ c) $X/D=4$.



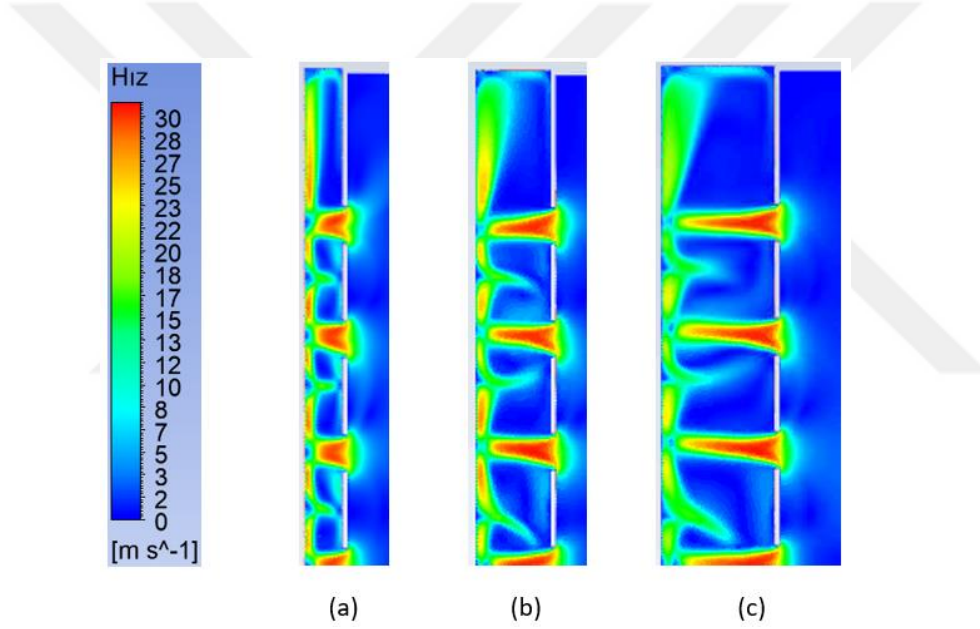
Şekil 7.2 : Y/D oranı 2 için jet bölgesindeki hız vektörleri a) $X/D=2$ b) $X/D=3$ c) $X/D=4$.

7.2 Y/D Etkisi

Burada da 8 numaralı analizde bulunan X/D oranı ile üç farklı Y/D oranı karşılaştırılacaktır. Hedef yüzeydeki duvar sıcaklıklarında oluşan değişimler Şekil 7.3'te verilirken jet bölgesindeki hava hızının jet bölgesindeki değişimleri Şekil 7.4'te verilmektedir. Duvar sıcaklıklarına bakıldığında aynı X/D oranı için Y/D oranının artması ve azalması sebebiyle soğutma performansı azalmaktadır. Her iki durumda da soğutma performansının kötüleşmesinde farklı etkilerin öne çıktığı değerlendirilmiştir. İlk olarak Y/D oranının artması ile soğutmanın performansının kötüleşmesine bakıldığında buradaki olumsuz etki jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin artması sonucunda hava akışı yavaşlamaktadır. Hedef yüzeye gelene kadar akış hızında meydana gelen değişimler Şekil 7.4'te açıkça görülmektedir. Şekil 7.4c'de yavaşlayan akış sebebiyle ölü bölge sonrasında duvar diplerinde akış hızı diğer Y/D oranlarına göre düşük kalmaktadır. Bu sebeple duvar sıcaklığı referans alınan 8 numaralı analiz sonuçlarına göre yüksek kalmaktadır. Y/D oranının azalması ile meydana gelen soğutma performansındaki kötüleşme ise iki jet akışının birleştiği noktalarda diğer Y/D oranlarına göre daha büyük ölü bölgelerin oluşmasından kaynaklanmaktadır. Ölü bölgede akış hızı oldukça düşük kaldığı için bu bölgeler soğutma için olumsuz bir etki yaratmaktadır. Deney düzeneğindeki oranlar referans alındığında Y/D mesafesindeki azalış ve artış soğutma performansı için olumlu bir etki yaratmamaktadır. Sonuç olarak buradaki sonuçlara göre sabit X/D oranı için referans değerdeki Y/D oranı bu modeller üzerinde uygulanacak jet çarptırılmalı soğutma için en iyi duvar sıcaklıklarını vermektedir.



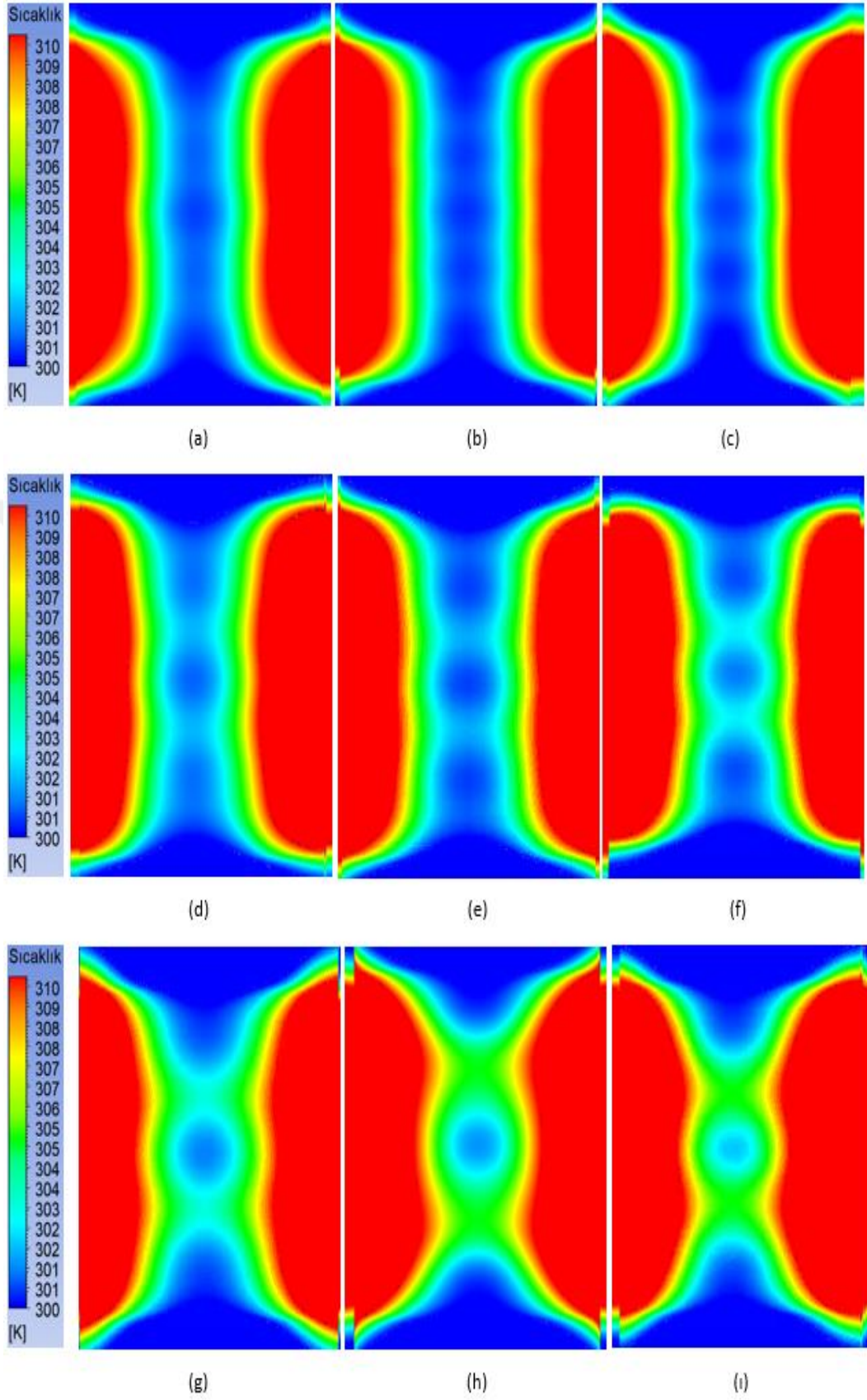
Şekil 7.3 : X/D oranı 3 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) $Y/D=1$ b) $Y/D=2$ c) $Y/D=3$.



Şekil 7.4 : X/D oranı 3 için jet bölgesindeki hız değerleri a) $Y/D=1$ b) $Y/D=2$ c) $Y/D=3$.

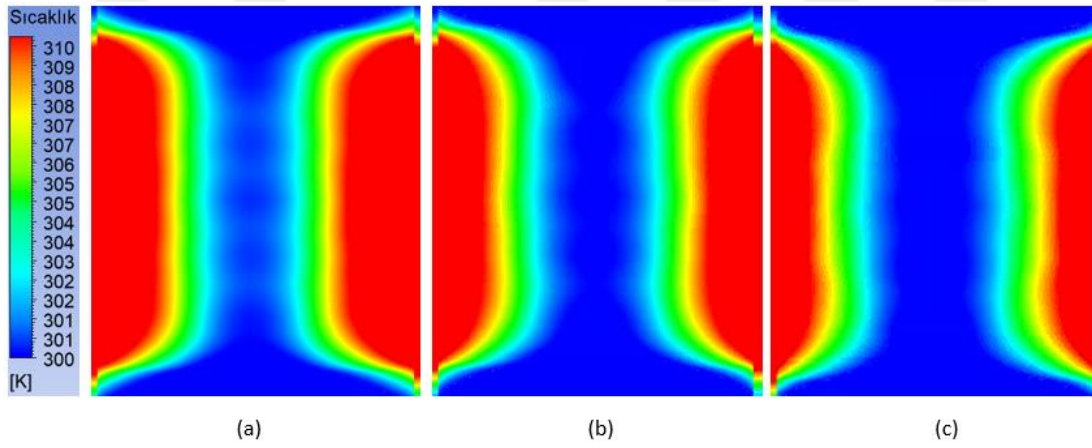
7.3 Re Etkisi

Referans analiz modeline göre sabit bir Y/D oranı için X/D oranı azaldıkça soğutmanın arttığı görülürken sabit bir X/D için mevcut Y/D oranının soğutma performansı olarak en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Şekil 7.5'te bu etkilerin tam anlamıyla görülebilmesi adına tüm analiz modellerinde alınan duvar sıcaklıklarına ait sonuçlar gösterilmektedir. Şekle göre en iyi soğutma performansı Y/D oranı 2 ve X/D oranı 2 için elde edilmiştir.

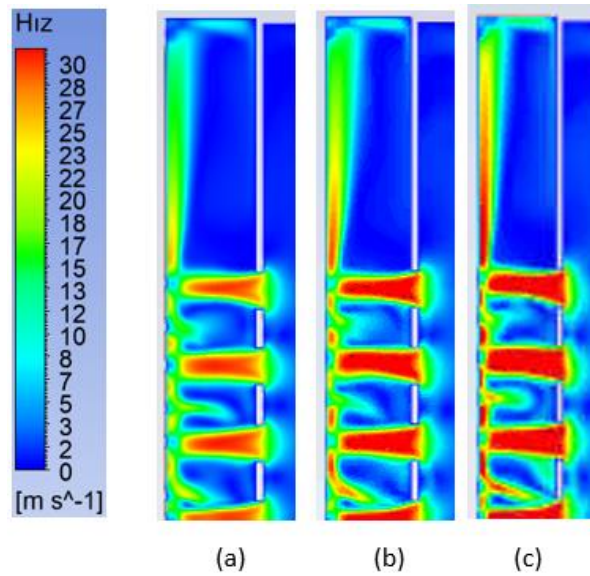


Şekil 7.5 : Tüm analizlere ait hedef yüzey duvar sıcaklıkları analiz numaraları a) 1 b) 2 c) 3 d) 4 e) 5 f) 6 g) 7 h) 8 i) 9.

Bu analizler, jetler için ortalama olarak hesaplanan 20500 Re sayısında gerçekleştirilmiştir. Re sayısındaki değişimin soğutma performansı üzerindeki etkilerini görmek için analizler 24500 ve 28500 Re değerleri için tekrarlanmıştır. Şekil 7.6'da sabit Y/D ve X/D oranı için farklı Re sayısı için elde edilen hedef yüzeydeki duvar sıcaklıkları verilmektedir. Duvar sıcaklıklarına bakıldığında Re sayısı arttıkça hedef yüzey üzerindeki soğutma performansının arttığı görülmektedir. Burada Re sayısının artması jetteki hızların artmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 7.7'ye bakıldığında Re sayısına bağlı olarak hız değerlerindeki artış net bir şekilde görülmektedir. Ayrıca, hız kontörlerinde Re sayısının artması ile hedef plakaya ait yüzeyin duvar diplerindeki hız değerlerinde de artış görülmektedir. Hız değerlerinde meydana gelen bu artış, yüzeydeki ısı taşınım katsayısını doğrudan etkilemektedir.

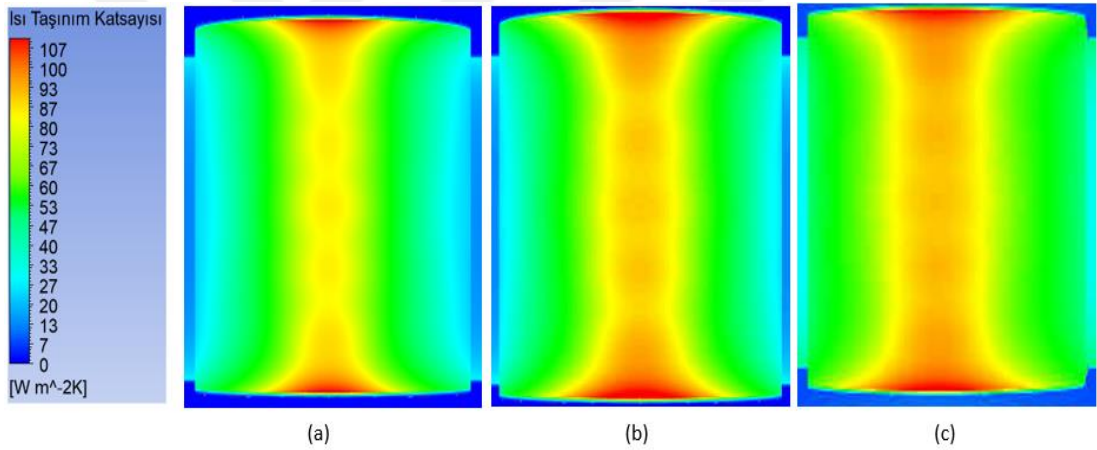


Şekil 7.6 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için hedef yüzey duvar sıcaklık değerleri a) $Re=20500$ b) $Re=24500$ c) $Re=28500$.



Şekil 7.7 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için jet bölgesi hız değerleri a) $Re=20500$ b) $Re=24500$ c) $Re=28500$.

Daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere Nu sayısı, Re ve Pr sayılarının bir fonksiyonudur. Pr sayısı akışkanın özelliklerine bağlı bir sayı olduğundan bu tez kapsamında yapılan analizler için sabit bir değerdedir. Analizler boyunca alınan sıcaklıklar arasındaki fark az olduğu için duvar katı ve akışkan malzeme özelliklerinin sıcaklık ile değişmediği varsayımı yapılmıştır. Re sayısı ise son yapılan üç analiz için değişkendir ve doğrudan akış hızıyla değişmektedir. Yapılan analizlerde kullanılan modeller için karakteristik uzunluk olarak jet çapı ve viskozite sabit olduğundan akışkan hızındaki artış doğrudan Re sayısını dolayısıyla Nu sayısını arttırmaktadır. Denklem 5.2'deki gibi Re ve Pr sayısına ile Nu sayısı elde edilmektedir. Burada da sabit karakteristik uzunluk ve sabit akışkan ısı iletim katsayısı sebebiyle Nu sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Şekil 7.8'de Re sayısına bağlı olarak yüzeydeki ısı taşınım katsayısının değişimi görülmektedir.



Şekil 7.8 : X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için hedef yüzey ısı taşınım katsayısı değerleri a) Re=20500 b) Re=24500 c) Re=28500

Sonuç olarak Re sayısının artışı ile her iki X/D ve Y/D oranı için 2 değerinde hedef yüzeyde yapılan soğutma performansı artmıştır. Burada duvar dibi bölgesindeki akışkan hızı, ölü bölge oluşup oluşmaması ve jet akışlarının birbirini etkileyip etkilememesinin jet çarptırmalı soğutma performansı için önemli olduğu görülmektedir.



8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez boyunca gaz türbinli motorlarda bulunan türbin kanatlarının sıcak yanma gazından korunması için jet çarptırılmalı soğutma yöntemi deneysel ve sayısal olarak ele alınmıştır. İlk olarak soğutmanın gaz türbinleri için öneminden bahsedilmiştir. Daha sonra gaz türbinli motorlardaki güç çevrimi ve jet çarptırılmalı soğutma yöntemi hakkında yapılan literatür çalışması aktarılmıştır. Literatür çalışması sonucunda jet çarptırılmalı soğutma performansını etkileyen parametreler belirlenmiştir. HAD hesaplamalarına geçmeden önce literatürdeki bir makaleden bulunan ve makalede yapılan deneysel çalışma, laboratuarda kurularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Alınan deney sonuçları ile bir HAD modeli doğrulanarak parametrik çalışmalar için analiz modeli hazırlanmıştır. Belirlenen parametrelere göre analizler gerçekleştirilerek hem en iyi soğutma performansını veren konfigürasyonun bulunması hem de parametrelerin soğutma üzerindeki etkilerini incelenmesi amaçlanmıştır.

Doğrulan HAD modeli ile farklı X/D ve Y/D oranları için soğutma performansı incelenmiştir. Bu parametreler ele alınarak en iyi oranlar için farklı Re sayılarında analizler tekrarlanarak Re sayısındaki değişimin soğutma performansına etkisi incelenmiştir.

Yapılan çalışmalara göre X/D oranı 2 ve Y/D oranı 2 için en iyi soğutma performansı elde edilmiştir. Bu oranlarda ise en iyi soğutma performansının Re sayısı arttıkça arttığı görülmektedir. Soğutma performansının artması için duvar dibi bölgesindeki akışkan hareketinin iyileştirilmesi, akışkan hızının artırılması ve jetler arasındaki etkileşimin en uygun noktaya getirilmesinin soğutma performansındaki artış için etkili parametreler olduğu değerlendirilmiştir. Akışkanın hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısında meydana gelen değişimler ve ısı taşınım katsayısını etkileyen parametreler değerlendirilerek boyutsuz sayılarla olan ilişkileri görülmüştür.

Yapılan bu çalışmalar sonucunda;

- Jet deliklerinin merkezleri arasındaki mesafenin(X) bu modeller için azaltılabileceği ve jetleri birbirine yaklaştırarak soğutma performansının arttığı görülmüştür.
- Jet deliklerinin hedef yüzey ile arasındaki mesafenin(Y) bu modeller için en uygun değerde olduğu ve bu mesafenin arttırılıp azaltılmasıyla soğutma performansında bir artış görülememiştir.
- Jetler ile hedef yüzey arasındaki mesafenin, komşu iki jet akışının birleştiği noktalarda oluşan ölü bölge oluşumuna ve büyüklüğüne etkisi görülmüştür.
- Çapraz akış etkisinin soğutma performansını azalttığı görülmüştür.
- Jetlerdeki ortalama Re sayısındaki değişimin soğutma performansına etkisi görülmüştür.

Tez kapsamında yapılan araştırmalar sonucunda jet çarptırmalı soğutma mekanizmasının bir çok parametreye farklı jet konfigürasyonlarına bağlı olduğu görülmüştür. Bu tez içerisinde, iç bükey bir yüzeyde üç parametre için değerlendirme yapılmıştır. İç bükey bir hedef yüzeyde jet çarptırmalı soğutma mekanizmasının iyileştirilmesi için ileride;

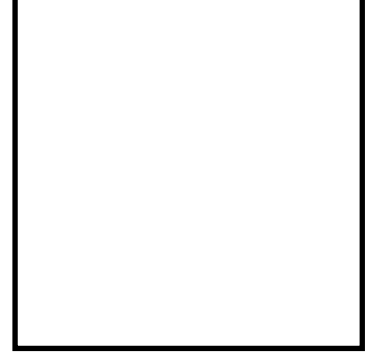
- Türbülans modelleri daha detaylı incelenerek özellikle LES türbülans modeli üzerine yoğunlaşarak deneysel sonuçlar ile karşılaştırmalar yapılabilir.
- Farklı geometrik kesitlere sahip jetler ele alınarak iç bükey bir hedef yüzey üzerinde jet çarptırmalı soğutma mekanizmasında kesit değişiminin etkisi incelenebilir.
- Dairesel iç bükey hedef yüzey geometrisinin yerine eliptik gibi farklı geometriler için jet çarptırmalı soğutma mekanizması değerlendirilebilir.
- Tek sıralı jet yerleşimi ile çok sıralı jet yerleşiminin iç bükey hedef yüzeydeki çarptırmalı soğutma mekanizması incelenebilir.
- Jetlerin giriş ve çıkış tarafında farklı geometrilerde olması durumunda jet performansı incelenebilir.
- Jetlerin iç bükey hedef yüzeyin merkezine doğru akışı yönlendirdiği durum ile teğet olarak akışı yönlendirdiği durumlar incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Schobeiri, M.**, n.d. Gas Turbine Design, “*Components and System Design Integration*”.
- [2] **Yin, F. and Rao, A.**, “Performance analysis of an aero engine with inter-stage turbine burner”, *The Aeronautical Journal*, 121(1245), pp.1605-1626. (2017).
- [3] **Lakshminarayana, B.**, “Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery” (1996).
- [4] **Glynn, C., O'Donovan, T. and Murray, D.**, “Jet Impingement Cooling” (2005).
- [5] **Tepe, A., Uysal, Ü., Yetişken, Y. and Arslan, K.**, “Jet impingement cooling on a rib-roughened surface using extended jet holes”, *Applied Thermal Engineering*, 178, p.115601 (2020).
- [6] **Tepe, A., Yetişken, Y., Uysal, Ü. and Arslan, K.**, “Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, p.119945 (2020).
- [7] **Fawzy, H., Zheng, Q., Jiang, Y., Lin, A. and Ahmad, N.**, “Conjugate heat transfer of impingement cooling using conical nozzles with different schemes in a film-cooled blade leading-edge”, *Applied Thermal Engineering*, 177, p.115491 (2020).
- [8] **Wu, R., Fan, Y., Hong, T., Zou, H., Hu, R. and Luo, X.**, “An immersed jet array impingement cooling device with distributed returns for direct body liquid cooling of high power electronics”, *Applied Thermal Engineering*, 162, p.114259 (2019).
- [9] **Safi, A., Hamdan, M. and Elnajjar, E.**, “Numerical investigation on the effect of rotation on impingement cooling of the gas turbine leading edge”, *Alexandria Engineering Journal*, 59(5), pp.3781-3797 (2020).
- [10] **Cengel, Y. and Boles, M.**, n.d. “*Thermodynamics*”, 8th ed.
- [11] **Lytle, D. and Webb, B. W.**, "Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (12): 1687–1697 (1994).
- [12] **Yan, X. and Saniei, N.**, "Heat transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (6): 591–599 (1997).
- [13] **Li, C.-Y. and Garimella, S. V.**, "Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (21): 3997–4007 (2001).

- [14] Uysal, U., Korkmaz, Y., and Chyu, M. K., "Effect of jet shape on the heat transfer in trailing edge model", *Proceeding of First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference*, New York, 1233–1244, (2016).
- [15] Lee, J. and Lee, S. J., "The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (4): 555–575 (2000)
- [16] Hofmann, H. M., Kaiser, R., Kind, M., and Martin, H., "Calculations of steady and pulsating impinging jets - An assessment of 13 widely used turbulence models", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 51 (6): 565–583 212 (2007).
- [17] Kannan, B. T. and Sundararaj, S., "Steady state jet impingement heat transfer from axisymmetric plates with and without grooves", *Procedia Engineering*, 127 (1): 25–32 (2015).
- [18] Sharif, M. A. R. and Mothe, K. K., "Evaluation of turbulence models in the prediction of heat transfer due to slot jet impingement on plane and concave surfaces", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 55 (4): 273–294 (2009).
- [19] Dutta, R., Dewan, A., and Srinivasan, B., "Comparison of various integration to wall (ITW) RANS models for predicting turbulent slot jet impingement heat transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65 (1): 750–764 (2013).
- [20] Zuckerman, N. and Lior, N., "Jet impingement heat transfer: Correlations, and numerical modeling", *Journal of Heat Transfer*, 127 (C): 544–552 (2006).
- [21] Patil, V., & Vedula, R., "Local heat transfer for jet impingement onto a concave surface including injection nozzle length to diameter and curvature ratio effects", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 92, 375-389 (2018).
- [22] Vijay, P., & Subrahmanyam, V., "CFD SIMULATION ON DIFFERENT GEOMETRIES OF VENTURIMETER", *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 03(07), 456-463 (2014).
- [23] Aissa, W., "Experimental Analysis of Axisymmetric Impinging Jet Flow", *Journal of Engineering and Applied Science*, 941-960 (2005).
- [24] ANSYS Fluent Theory Guide
- [25] Çengel, Y., "Isı ve Kütle Transferi", 3rd ed.
- [26] Inthavong, K., Singh, N., Wong, E., & Tu, J., "Clinical and biomedical engineering in the human nose".

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Mehmet Bora KÜÇÜKALPELLİ



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2018 yılında DENUO Mimarlık ve Mühendislik ofisinde 4 ay çalıştı.
- 2018-2019 Aralık arasında İstanbul Teknik Üniversitesi'ndeki Yüksek Sıcaklıkta Isı Geçişi Laboratuvar'ında Arçelik A.Ş.'nin projesinde öğrenci asistan olarak çalıştı.
- 2019 Aralık ayı itibarıyla BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş. firmasında güç grubu soğutma sistemi tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.