

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDE  
ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Fırat Nuri İLYASOĞLU**

**Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği**

**Programı : Isı Akışkan**

**HAZİRAN 2009**



**DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDE  
ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Fırat Nuri İLYASOĞLU  
(503061111)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009**

**Tezin Savunulduğu Tarih : 04 Haziran 2009**

**Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. Murat ÇAKAN  
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Murat AYDIN  
Doç.Dr. Mustafa ÖZDEMİR**

**HAZİRAN 2009**



## ÖNSÖZ

Enerji verimliliğinin önemi her geçen gün artmaktadır. Bu artış sebebiyle hayatın her alanında enerjinin kullanım verimi artırmak amaçlanmaktadır. Bu sebepten daha enerjinin üretildiği noktada başlayarak kaynakları verimli kullanmak gerekmektedir. Günümüzde kullandığımız enerjinin ciddi bir miktarını üreten gaz türbinlerinin veriminin artırılması çalışmaları hızla devam etmektedir. Gaz türbinlerinin veriminin artırılması türbin giriş sıcaklığını artırmakla mümkün olmaktadır. Fakat çok yüksek sıcaklıklara dayanacak malzeme konusunda sıkıntı yaşanmaktadır. Bu sebepten türbin kanatlarının soğutulması oldukça önemlidir. Bu çalışmada türbin kanadı soğutma yöntemlerinden zorlanmış taşınım soğutması yöntemini deneysel olarak incelemek amaçlanmıştır.

Tez çalışmam esnasında geniş bilgi ve deneysel tecrübelerinden yararlandığım, karşılaştığım zorluklarda bana en pratik çözümleri sunan, bana karşı çok iyi bir danışman olmanın ötesinde, her konuda yardımlarını gördüğüm, üzerimde çok emeği olan değerli hocam Yrd.Doç.Dr. Murat ÇAKAN'a, sorularına her zaman yanıt veren, bana içtenlikle yardımcı olmaya çalışan ve çalışmanın deneysel kısmını gerçekleştirip, imkanlarından faydalandığım Isı ve Kütle Geçişi Araştırma Laboratuvarı sorumlusu olan hocam Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e, tüm sorularına tereddütsüz yanıt veren, benim için oldukça fazla zaman harcayan hocam Yrd.Doç.Dr.Levent KAVURMACIOĞLU'na, ölçüm aletlerinin kullanımından, deney sonuçlarının işlenmesi noktasına kadar çok yardımlarını gördüğüm ve bunların ötesinde arkadaştan öte bir kardeş gibi yanımda hissettiğim Gökhan ARSLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca her zaman, her konuda tam desteklerini gördüğüm, bir an bile yalnızlık hissetmememi sağlayan bana karşı gösterdikleri sabır, anlayış ve verdikleri sevgi için annem Yasemin İLYASOĞLU'na ve babam Beşir İLYASOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2009

Fırat Nuri İLYASOĞLU

(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	xv
<b>SUMMARY</b> .....	xvii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. LİTERATÜR ÖZETİ</b> .....	3
2.1. Gaz Türbinleri .....	3
2.1.1. Gaz türbinlerinin kullanıldığı alanlar .....	3
2.1.2. Gaz türbinlerinin termodinamik değerlendirmesi .....	4
2.1.3. Gaz türbinlerinde kullanılan malzemeler .....	9
2.1.4. Gaz türbinlerinde türbin giriş sıcaklığının önemi .....	10
2.2. Türbin Kanatlarının Soğutulması .....	13
2.2.1 Isı tranferinin iyileştirilmesi .....	13
2.2.2. Gaz türbini kanatları için soğutma yöntemleri .....	13
2.2.2.1. Zorlanmış taşınım soğutması .....	14
2.2.2.2. Çarpırmalı soğutma .....	15
2.2.2.3. Film soğutması .....	15
2.2.2.4. Terleme soğutması .....	16
2.2.3. Kanatların zorlanmış taşınım soğutulmasının iyileştirilmesi .....	16
<b>3. DENEYSEL ÇALIŞMA</b> .....	21
3.1. Deney Tesisatı: .....	21
3.1.1. Deney tesisatının fiziksel özellikleri .....	21
3.1.2. Deney tesisatında uygulanan ölçüm teknikleri .....	23
3.1.2.1. Hız ölçümlerinin yapılaş şekli .....	23
3.1.2.2. Basınç ölçümleri .....	24
3.1.2.3. Sıcaklık ölçümleri .....	26
3.1.2.4. Kütle Transferi Ölçümleri .....	30
3.2 Yapılan Deneyler ve Sonuçları .....	31
3.2.1 Hız ölçümleri .....	31
3.2.2 Basınç ölçümleri .....	31
3.2.3 Sıcaklık ölçümleri .....	35
3.2.3.1 Isı kaybı hesabı .....	35
3.2.3.2 Kanal içinde ısı taşınım katsayısının tespiti .....	39
3.2.4 Kütle transferi ölçümleri .....	44
<b>4. DEĞERLENDİRMELER</b> .....	49
<b>KAYNAKLAR</b> .....	51
<b>EKLER</b> .....	53
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	61





## **KISALTMALAR**

**SEK** : Soğutma Etkenliği Katsayısı



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2. 1 : Giriş sıcaklıklarına göre verim ve yakıt tüketimi miktarları. ....	12
Çizelge 3. 1 : Türbülantörlü ve boş kanalda hız ve Re değerleri.....	31
Çizelge 3. 2 : Basınç düşümü miktarları.....	32
Çizelge 3. 3 : Basınç prizlerinden ölçülen basınç değerleri.....	33
Çizelge 3. 4 : Yüzeye verilen ısı akısı değerleri. ....	36
Çizelge 3. 5 : Kayıp hesabı için ölçülen sıcaklıklar.....	37
Çizelge 3. 6 : Deneilerde verilen güç ve kayıplar.....	39
Çizelge 3. 7 : Isı taşınım katsayısı değerleri. ....	40
Çizelge 3. 8 : Soğutma etkenliği katsayısı değerleri.....	42
Çizelge E.1 : Belirsizlik değerleri .....	60



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini. ....	4
Şekil 2.2 : Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini. ....	5
Şekil 2.3 : İdeal Brayton çevriminin $T-s$ ve $P-v$ diyagramları. ....	5
Şekil 2.4 : Çevrimin net işi ile basınç oranı ilişkisi. ....	7
Şekil 2.5 : Tersinmezlik nedeniyle Brayton çevriminden sapma. ....	8
Şekil 2.6 : Maksimum sıcaklık ve sıkıştırma oranının gaz türbini verime etkisi. ....	11
Şekil 2.7 : Maksimum sıcaklık ve sıkıştırma oranının güce etkisi [4] ....	12
Şekil 2.8 : Kanat soğutma yöntemleri. ....	14
Şekil 2.9 : Zorlanmış taşınım soğutması. ....	14
Şekil 2.10 : Çarpırmalı soğutma. ....	15
Şekil 2.11 : Film soğutması. ....	16
Şekil 2.12 : Terleme soğutması. ....	16
Şekil 3.1 : Türbülator ve kanal boyutuyla ilişkisi. ....	21
Şekil 3.2 : Kanal için genel boyutlar. ....	22
Şekil 3.3 : Deneylerin yapıldığı kanal. ....	23
Şekil 3.4 : Hot Bulb ile yapılan hız ölçümleri. ....	23
Şekil 3.5 : Frekans kontrolörü. ....	24
Şekil 3.6 : Basınç ölçüm sistemi. ....	25
Şekil 3.7 : Basınç ölçüm prizleri. ....	26
Şekil 3.8 : Isı kaybı hesabı yapma amacıyla sıcaklık ölçümü alınan noktalar. ....	27
Şekil 3.9 : Rib ısıtıcısının iç yüzeyinde sıcaklık ölçümü noktaları. ....	28
Şekil 3.10 : Kanal içinde sıcaklık ölçümü alınan noktalar. ....	28
Şekil 3.11 : Naftalin kaplanmış plakaların yüzeye yerleşimi. ....	30
Şekil 3.12 : Basınç prizlerinin açılmış yüzey üzerinde gösterilişi. ....	32
Şekil 3.13 : $Re=8546$ için basınç dağılımı. ....	34
Şekil 3.14 : $Re=16269$ için basınç dağılımı. ....	34
Şekil 3.15 : $Re=28533$ için basınç dağılımı. ....	35
Şekil 3.16 : Isı ışınımı için sıcak ve soğuk yüzeyler. ....	38
Şekil 3.17 : $Re=8546$ için eş SEK eğrileri. ....	43
Şekil 3.18 : $Re=16269$ için eş SEK eğrileri. ....	43
Şekil 3.19 : $Re=28533$ için eş SEK eğrileri. ....	44
Şekil 3.20 : Farklı Reynolds'lar için ölçüm yüzeylerinde sherwood dağılımları ....	45
Şekil 3.21 : $Reynolds=8546$ için $Nu$ dağılımları ....	46
Şekil 3.22 : $Reynolds=16269$ için $Nu$ dağılımları ....	47
Şekil 3.23 : $Reynolds=28533$ için $Nu$ dağılımları ....	47
Şekil A.1 : Hız ölçer kalibrasyon eğrisi. ....	54
Şekil B.1 : Basınç ölçer kalibrasyon eğrisi. ....	55

<b>Şekil C.1</b> : Sıvı kristal kalibrasyon düzeneği.....	56
<b>Şekil C.2</b> : Sıvı kristal kalibrasyon adımları.....	57
<b>Şekil D.1</b> : Isınma sürecinde $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_{ortam}$ sıcaklıkları.....	58
<b>Şekil D.2</b> : Isınma sürecinde $T_6, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{ortam}$ sıcaklıkları.....	58
<b>Şekil D.3</b> : Isınma sürecinde $T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{ortam}$ sıcaklıkları.....	59
<b>Şekil D.4</b> : Isınma sürecinde $T_{17}, T_{18}, T_{19}, T_{20}, T_{ortam}$ sıcaklıkları.....	59

## SEMBOL LİSTESİ

$A_1$	: Şekil Faktörü-1
$A_2$	: Şekil Faktörü-2
$A_i$	: i Yüzeyinin Alanı
$A_t$	: Toplam Yüzey Alanı
$D$	: Kanalın Hidrolik Çapı
$D_f$	: Difüzyon Katsayısı
$\Delta m_s$	: Süblime Olan Naftalin Ağırlığı
$e$	: Türbülator Yüksekliği
$\varepsilon_1$	: Sıcak Yüzey Yayma Katsayısı
$\varepsilon_2$	: Soğuk Yüzey Emme katsayısı
$f$	: Türbülator Genişliği
$h_{ç}$	: Çıkış Gazının Entalpisi
$h_g$	: Giriş Gazının Entalpisi
$I$	: Elektrik Akımı
$K$	: Kütle Geçiş Katsayısı
$k_h$	: Havanın Isı İletim Katsayısı
$k_y$	: Yalıtım Malzemesinin Isı İletim Katsayısı
$l$	: Yalıtım Malzemesinin Kalınlığı
$N$	: Devir Sayısı
$Nu$	: Nusselt Sayısı
$\eta_{th,Brayton}$	: Brayton Çevriminin Verimi
$P$	: Basınç
$P_1$	: Kompresör Giriş Basıncı
$P_2$	: Kompresör Çıkış Basıncı
$P_3$	: Türbin Giriş Basıncı
$P_4$	: Türbin Çıkış Basıncı
$Pr$	: Prandtl Sayısı
$q_{ç}$	: Çıkan Enerji
$q_g$	: Giren Enerji
$Q_g$	: Sisteme Verilen Güç
$Q_{ış.k.}$	: Sistemden Işınım ile Kaybedilen Güç
$Q_{il.k.}$	: Sistemden İletimle Kaybedilen Güç
$Q_t$	: Taşınım ile Akışkana Geçen Güç
$q_t$	: Taşınım ile Akışkana Geçen Isı Akısı
$R$	: Elektriksel Direnç
$Re$	: Reynolds Sayısı
$R_N$	: Naftalin Buharının Gaz Sabiti
$r_p$	: Basınç Oranı
$\rho_s$	: Kütle Transferi Yüzeyindeki Naftalin Yoğunluğu
$\rho_b$	: Ortam Havaındaki Naftalin
$s$	: Entropi
$S$	: Türbülator Adımı Mesafesi
$Sc$	: Schmidt Sayısı

<b>Sh</b>	: Sherwood Sayısı
<b><math>\sigma</math></b>	: Stefan Boltzman Sabiti
<b>T</b>	: Sıcaklık
<b>T<sub>a</sub></b>	: Yalıtım İç Sıcaklığı
<b>T<sub>b</sub></b>	: Yalıtım Dış Sıcaklığı
<b>T<sub>bu</sub></b>	: Kanal İçinden Geçen Akışkanın Sıcaklığı
<b>T<sub>w</sub></b>	: Kanal İçi Yüzey Sıcaklığı
<b>t<sub>s</sub></b>	: Ölçüm Sırasında Geçen Süre
<b>W<sub>net</sub></b>	: Net Türbin Gücü



## **DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALDA ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ**

### **ÖZET**

Gaz türbinlerinin dizaynından en önemli parametre verimdir. Gaz türbini dizaynıyla uğraşanlar daha yüksek verim elde etmek üzerinde sürekli çalışmalar yaparlar. Daha yüksek türbin giriş sıcaklığı sağlayan bir çevrim kullanmak, verimi yükseltmenin akıllıca yollarından biridir. Bununla birlikte gaz türbin kanatlarının yüksek sıcaklığa karşı gösterdikleri dayanım problemleri nedeniyle türbin giriş sıcaklığı sınırlanmıştır. Özel alaşımlar ve kaplamalar bu problemin aşılmasında kullanılsa bile çok etkili olamamaktadırlar. Öte yandan özel alaşımlardan veya kaplamalı kanatları üretmek fazlaca zaman almaktadır ve pahalıdır.

Kanatları yüksek sıcaklığa ve termal gerilmelere karşı korumanın bir diğer yolu da su veya hava kullanarak soğutmadır. Su ile soğutma oldukça etkilidir, fakat sızıntı ve korozyon problemine sebep olabilmektedir. Hava ile soğutma gaz türbin kanatlarında en çok kullanılan yöntemdir, soğutma havası kompresör havasının %1-3 kadarı alınarak sağlanabilir. Hava ile soğutma yöntemleri; zorlanmış taşınım soğutması, çarpırtmalı soğutma, film soğutması ve terlemeli soğutmadır.

Bu çalışmanın konusu zorlanmış taşınım soğutmasıdır ve zorlanmış iç akış incelenmektedir. Isı transferinin iyileştirmesi kanat içindeki kanalların iç yüzeylerinde bulunan türbülansı artırmaya yarayan türbülötörlerle sağlanmaktadır. Gaz türbini kanadında yer alan kanallar ilgili benzerlik parametreleri dikkate alınarak modellenmiş ve deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan kanal kare kesitlidir, türbülötörler 45° açı ile yerleştirilmiştir, blokaj oranı 0,3'tür. Reynolds sayısı 8500 ile 28500 arasında değişmektedir. Basınç kayıplarına bağlı olarak hesaplanan sürtünme kaybı, düz kanala göre 11 kattır. Isı transferi analizlerinin sonucunda ise farklı Reynolds sayıları için Soğutma Etkenlik Katsayısının 2,2 ile 6,1 arasında değiştiği görülmektedir.



## **ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER IN RECTANGULAR CHANNEL**

### **SUMMARY**

Efficiency of gas turbines is the most important parameter in gas turbine design, designers always investigate for obtaining higher efficiency. An advisable way of obtaining higher efficiency is getting high turbine inlet temperatures. On the other hand turbine inlet temperature is limited by handicap of resistance problems for blades in high temperature. Special alloys and coating methods used for achieving this problem, but these methods can not ensure blades against high thermal stresses. Therefore, manufacturing suitable blades takes very long time and very expensive.

Protecting blades against high thermal stresses can be obtained by another effective way and this is cooling of blades by water or air. Cooling with water is very effective, but leakage and corrosion problems may occur. Cooling with air is very common solution for gas turbine blades. Cooling air is taken from the compressor and its ratio is %1-3 of compressor air. Methods of air cooling can be expressed like; internal convection cooling, cooling by jet impingement, film cooling and cooling by effusion.

The subject of this work is internal convection cooling, in this method laws of forced convection for internal flows are considering. Heat convection enhancement wanted to be obtained by using turbulence promoters on one or several walls of the channels like the channels of blade. Experimentally analyzes are performed by method of modelling channel in blade with respecting relevant similarity parameters. Cross section of the channel is square, turbulence promoters fixed with 45° angle and the blockage ratio is 0,3. Reynold number is varying between 8500 and 28500. Pressure loss related to friction is analyzed and its increase found 11 times greater than smooth channel. Enhancement coefficient of heat transfer values are differ between 2,2 and 6,1 by related to Reynolds number.



## 1. GİRİŞ

Havacılıkta ve enerji üretiminde kullanılan gaz türbinlerinde istenen yüksek verime ulaşabilmenin en önemli adımı türbin giriş sıcaklığını artırmaktır. Kompresörde sıkıştırılıp yanma odasında sıcaklığı artan hava, yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta türbine girdiğinde, türbinin özellikle ilk kademesi güvenlik açısından kritik bir kısım halini alır. Gaz türbini kanatlarında belirtilen şartlara ek olarak, yüksek dönme hızından kaynaklanan merkezkaç kuvvetlerden dolayı dayanım problemleri oluşmaktadır. Stator kanatları yüksek, homojen olmayan sıcaklık dağılımı sebebiyle nispeten daha düşük gerilmelere maruzken, rotor kanatları çok yüksek gerilmeler altında çalışmaktadırlar.

Türbin giriş sıcaklığı kullanılan kanat malzemelerine bağlı olarak sınırlanmaktadır. Dayanımı en yüksek uygulanabilir malzeme kullanıldığında bile yüksek sıcaklıklarda hareketli ve sabit kanatlar üzerinde deformasyonlar ve hasarlar görülebilir. Dolayısıyla, bu yüksek sıcaklığa dayanabilir kanat malzemesi bulunmalıdır. Yüksek sıcaklıklara dayanabilen kanat malzemesinin üretimi ise malzeme biliminin konusudur, kanadın tamamını yüksek sıcaklıklara dayanabilen tek tip malzemedan üretmek, diğer yönlerden olumsuz sonuçlar doğurabilmektedir. Bu sebepten kanatların kaplanması uygulanan etkili bir yöntemdir. Kanat malzemesinin geliştirilmesi ve kanatlarda değişik malzemelerden üretilmiş parçaların kompozisyonunun denenmesi uzun süre alan maliyeti yüksek bir yoldur.

Kanat malzemesi üzerinde pahalı araştırmalar ve üretim yöntemleri yerine kanadın bir akışkan yardımıyla soğutulması kolay ve ucuz bir yöntemdir. Gaz türbin kanatlarında hem malzeme teknolojisindeki gelişmeler hem de soğutma yöntemlerini birlikte kullanmak tercih edilmelidir. Rotor ve stator kanatlarının soğutulmasında su veya hava kullanılabilir, su ile soğutma oldukça etkili olmasına rağmen sızıntı ve korozyona bağlı sebeplerle tercih edilmemektedir. Bu sebepten havayı kullanmak en uygun seçim olarak düşünülebilir. Soğutma için gereken havanın kompresör çıkışından alınması uygundur. Gaz türbinlerinde kanatların hava ile soğutulması iç soğutma ve dış soğutma olarak ikiye ayrılabilir. İç soğutmada kanat içinde kanallar olacak şekilde üretilir ve kökten uca soğutma havası gönderilir. Bu soğutma en

yaygın olarak kullanılan metodlardan biridir. Kanadın hücum kenarının etken bir şekilde soğutulması ise kanat iç yüzeyine daha soğuk bir jetin çarptırılması ile gerçekleştirilebilir. İlk yöntem, çarptırılmalı soğutmaya göre soğutmayı daha uniform gerçekleştirme özelliğine sahiptir. Kanat yüzeylerinin dış yüzeylerinden soğutulduğu yöntemlere dış soğutma denir. Kanadın dış yüzeyleri çok yüksek sıcaklıktaki gazlarla temas halinde olduğundan, yüzeyi doğrudan koruyan yöntemlerdir. Dış soğutma film ve terleme soğutması olarak ikiye ayrılmaktadır. Film soğutmasında kanat yüzeyine açılan çok küçük kanallardan çıkan hava yüzeyi takip etmekte ve sıcak gazlardan korunmayı sağlamaktadır. Terleme soğutması ise gözenekli kanat malzemesi gerektiren, bu malzemelerin de ısıl direncinin ve büyük gerilme kuvvetlerine dayanımının sınırlı olmasından dolayı kullanılan bir yöntemdir.

Bu tez çalışmasında hava ile yapılan iç soğutma metodlarından zorlanmış taşınım soğutması deneysel olarak incelenmektedir. Gaz türbini kanadı içindeki kanalların iç yüzey formlarının düz olması sebebiyle, yeterli soğutmayı sağlayamamalarından hareketle uygulamada da kullanılan türbülans artırıcıların etkisi araştırılmaktadır.

Türbülator adını verdiğimiz türbülans artırıcıların, kanal içinde ısı transferini artırma oranları ve bunun kanal yüzeyine dağılım oldukça önemlidir. Önemli bir diğer nokta ise, türbülatorlerin sebep olduğu basınç düşümü miktarıdır. Bu sebeplerden türbülatorler ısı transferini artırma konusunda en yüksek etkinliği, sebep oldukları basınç düşüşü minimuma indirecek şekilde tasarlanmalıdır.

## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

### 2.1. Gaz Türbinleri

#### 2.1.1. Gaz türbinlerinin kullanıldığı alanlar

Gaz türbinleri teknolojiadaki son gelişmeler sonucunda havacılık uygulamaları dışında kalan çeşitli alanlarda da güç kaynağı olarak pistonlu içten yanmalı motorlarla rekabet aşamasına gelmiştir. En büyük teknik gelişmeler türbin giriş sıcaklığını artırılmasında ve kompresör veriminin yükseltilmesi alanlarında olmuştur.

Salınım yapan parçaların olmayışı nedeniyle sağlanan yüksek dönme hızları, gaz türbin motorlarının özgül kütle ve boyutlarının, pistonlu içten yanmalı motorlara oranla, küçültülmesine olanak sağlamıştır. Bunun sonucu olarak gaz türbinleri boyut ve ağırlığın önem taşıdığı alanlarda avantaj sağlamaktadır.

Günümüzde, 100 dolayında imalatçı firma tarafından, 600 model dolayında gaz türbini üretilmektedir. Bu gaz türbinlerinin güçleri model uçaklarda kullanılan 2-3 kW'lık modellerden 600MW'lık kompleks elektrik santrallerine kadar geniş bir yelpazededir. Özgül yakıt tüketimleri kullanım yerine ve ihtiyaca göre 0,22 kg/kWh'den 0,88 kg/kWh'e, basınç oranları ise 2,5:1'den 16:1'e kadar değişim göstermektedir.

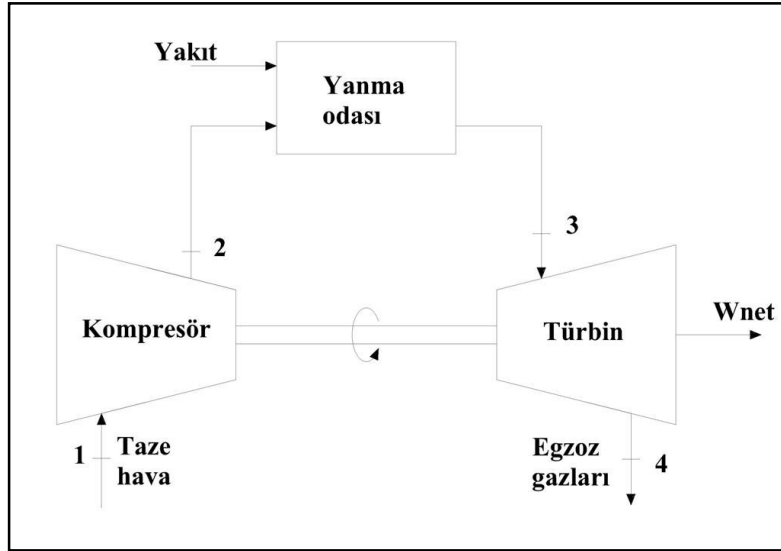
Gaz türbinlerinin günümüzdeki bazı uygulama alanları şu şekilde sıralanabilir [1].

- Uçak ve helikopterler
- Yüksek hızlı hava yastıkları ve su botları
- Kısa süreli yüksek güç gerektiren askeri araçlar
- Gaz boru hatlarındaki pompalama istasyonları
- Elektrik güç üniteleri
- Demiryolu lokomotifleri
- Karayolu taşıtları (otomotiv gaz türbinleri)

Yukarıda sayılan uygulama alanlarının dışında da, gelişen teknoloji ile birlikte gaz türbinlerinin kullanımı yaygınlaşmaktadır.

### 2.1.2. Gaz türbinlerinin termodinamik değerlendirmesi

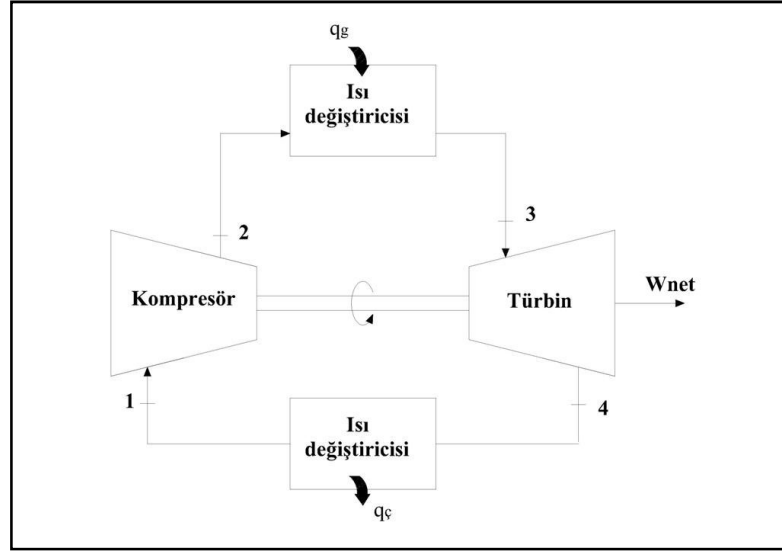
Gaz türbini, yakıt enerjisini mekanik güç veya bir jetin yüksek hız itkisi gibi faydalı güce dönüştürmek için dizayn edilmiş termik turbomakinedir. Gaz türbinleri genellikle Şekil 2.1’de gösterildiği gibi açık çevrimde çalışırlar.



Şekil 2.1 : Açık çevrimde çalışan bir gaz türbini.

Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına gider. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur. Gaz türbini terimi burada hem yukarıda belirtilen açık çevrimde dayanan motoru hem de çevrimde genişlemenin olduğu elemanı ifade etmektedir. Açık gaz türbini çevrimi hava standardı kabulleri uygulanarak Şekil 2.2’de gösterildiği gibi kapalı çevrim olarak düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir, fakat yanma işleminin yerini çevrime sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Kapalı çevrime göre çalışan sistemleri ısı değiştiricilerinin karakteristikleri önemli rol oynar. Isı değiştiricilerinin verimi sistemin genel verimini doğrudan etkiler. Yanma gaz türbini çevriminin dışında olacağından sistem daha uzun süre kullanılabilirliğini korur. Kanatlar yanmış gazlarla temas etmediğinden korozyon ve aşınma daha azdır. Bununla birlikte ısı verim açısından daha önce de belirtildiği gibi ısı değiştiricisinin sebep olduğu bir miktar kayıp vardır.





**Şekil 2.2 :** Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.

Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi olarak adlandırılır ve Brayton çevriminde

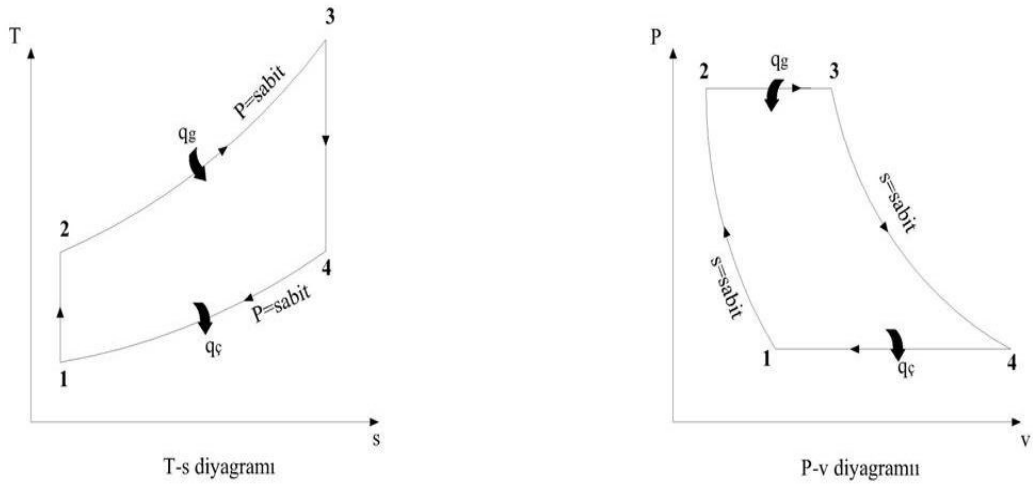
1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3 Sisteme sabit basınçta ( $P=\text{sabit}$ ) ısı geçişi

3-4 Türbinde izantropik genişleme

4-1 Çevreye sabit basınçta ( $P=\text{sabit}$ ) ısı geçişi

gibi dört içten tersinir hal değişimi vardır. İdeal Brayton çevriminin  $T-s$  ve  $P-v$  diyagramları Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



**Şekil 2.3 :** İdeal Brayton çevriminin  $T-s$  ve  $P-v$  diyagramları.

Brayton çevriminde dört hal değişiminin de sürekli akışlı sistemlerde gerçekleştiği gözönüne alınırsa, herbirinin sürekli açık sistem olarak çözümlenmesi uygun olacaktır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, sürekli akışlı açık sistemin enerjinin korunumu denklemi birim kütle için aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$q-w=h_{\zeta}-h_g \quad (2.1)$$

Özgül ısıların oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse sisteme ve sistemden ısı geçişleri şöyle yazılabilir.

$$q_{\zeta}=-q_{41}=h_4-h_1=C_p(T_4-T_1) \quad (2.2)$$

$$q_{\zeta}=-q_{41}=h_4-h_1=C_p(T_4-T_1) \quad (2.3)$$

Bu denklemler kullanılarak, ideal Brayton çevriminin verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\eta_{th,Brayton}=\frac{w_{net}}{q_g}=1-\frac{q_{\zeta}}{q_g}=1-\frac{C_p(T_4-T_1)}{C_p(T_3-T_2)}=1-\frac{T_1(T_4/T_1-1)}{T_2(T_3/T_2-1)} \quad (2.4)$$

1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izantropik ve  $P_2=P_3$ ,  $P_4=P_1$  olduğu not edilirse,

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}=\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k}=\frac{T_3}{T_4} \quad (2.5)$$

olur. Bu bağıntılar, ısı verim için yazılan denklemde yerine konur ve sadeleştirme yapılırsa,

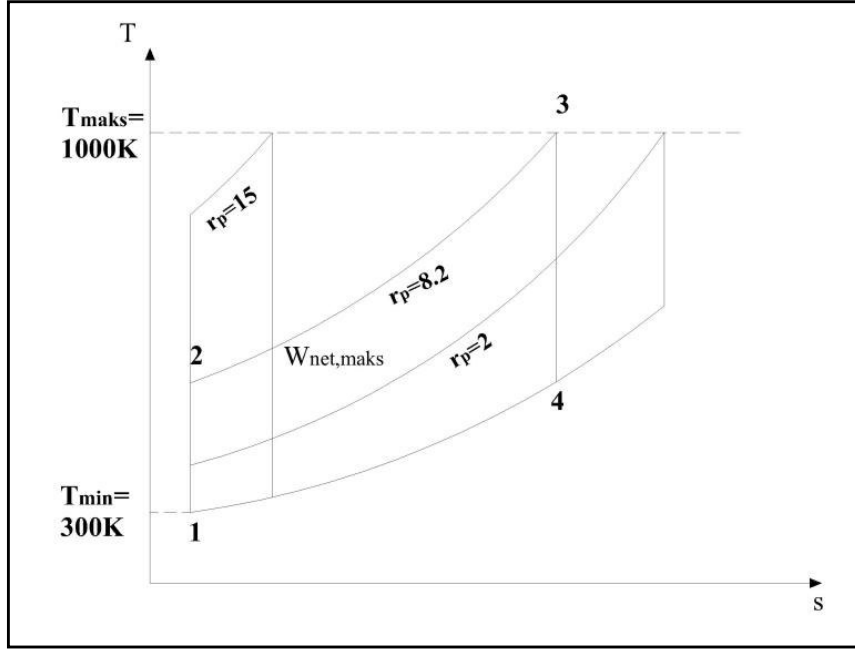
$$\eta_{th,Brayton}=1-\frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (2.6)$$

Elde edilir. Burada,  $r_p$  basınç oranı olup,

$$r_p=\frac{P_2}{P_1} \quad (2.7)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu basınç oranı ifadesinin genel ifade edilişi sıkıştırma oranıdır.

Çevrimdeki en yüksek sıcaklık, yanma işleminin sonunda gerçekleşmektedir ve türbin kanat malzemesinin dayanabilceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu kısıtlama aynı zamanda çevrimin basınç oranını da sınırlamaktadır. Verilen bir giriş sıcaklığı  $T_3$  için, çevrimin net işi Şekil 2.4’de gösterildiği gibi basınç oranı yükseldilçe artar, en üst değere eriştikten sonra yeniden azalmaya başlar.



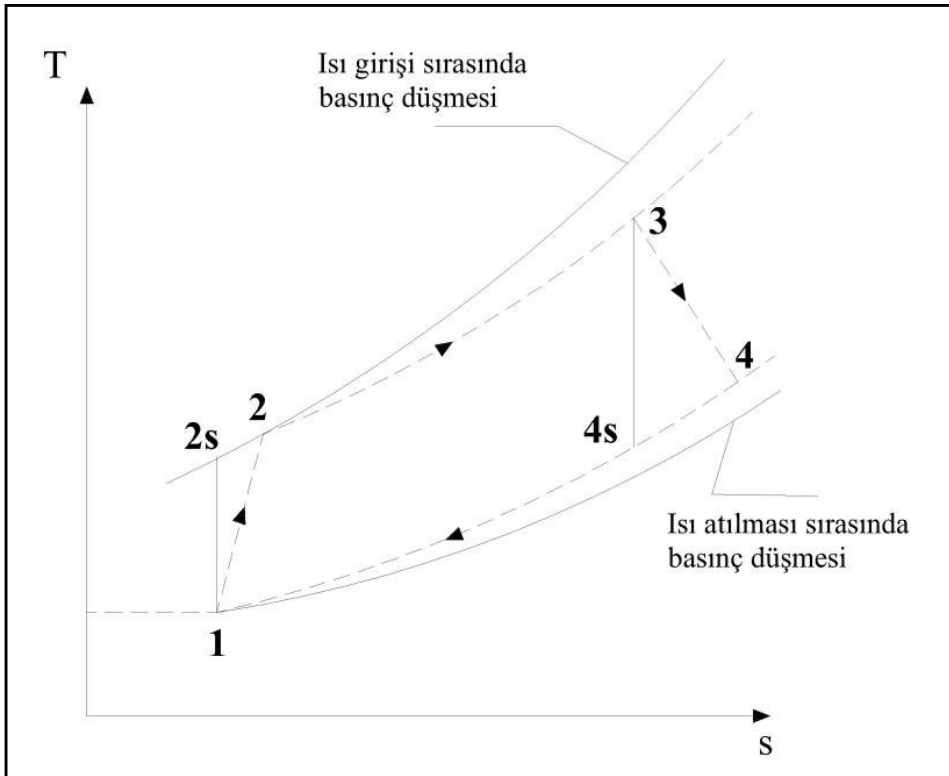
**Şekil 2.4 :** Çevrimin net işi ile basınç oranı ilişkisi.

Çevrimin net işi azalınca, istenen gücü sağlamak için kütle debisini artırmak, başka bir deyişle daha büyük bir sistem tasarlamak gerekir, bu da ekonomik olmayabilir. Bu nedenle, basınç oranı ve net iş arasında bir optimizasyona gitmek gereklidir. Gaz türbinlerinde tasarımda kullanılan basınç oranları genellikle 11 ile 16 arasındadır.

Gaz türbinlerinde havanın iki önemli işlevi vardır; birinci olarak yanma için gerekli oksijeni sağlar. İkinci olarak çeşitli elemanlarda sıcaklıkları güvenli sınırlar içinde tutabilmek için soğutucu görevi yapar. İkinci görev, yakıtın yanması için gerekli havadan daha fazla hava kullanarak gerçekleştirilir. Gaz türbinlerinde hava yakıt oranlarının 50 ve üzerinde olması normaldir. Bu nedenle, çevrimi çözümlerken yanma sonu gazlarını hava olarak kabul etmek önemli bir hataya yol açmaz. Ayrıca türbindeki kütle debisi, eklenen yakıt nedeniyle, kompresördeki kütle debisinden daha fazladır. Böylece açık gaz türbini çevrimlerinde debiyi sabit kabul ederek hesaplanacak net iş, olması gerekenden biraz daha azdır, bu nedenle bu kabul güvenle yapılabilir[2].

Bir gaz türbininin ısı verimi, türbin girişindeki gazın sıcaklığına bağlıdır. Bu sıcaklığın  $900^{\circ}\text{C}$ 'dan,  $1200^{\circ}\text{C}$ 'a çıkarılması net işi yüzde 7, ısı verimi de yüzde 26 oranında artırır. Bu konuda, türbin kanatlarının seramikle kaplanması, kanatların kompresörden alınan havayla soğutulması gibi gelişmeler olmaktadır. Basitçe bir örnek vermek gerekirse günümüzde gaz türbinlerinde, türbin giriş sıcaklıkları  $1425^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çıkabilmekte ve ısı verim yüzde 30'un üzerinde olabilmektedir. Daha yüksek sıcaklıklara henüz ulaşamamış olsa da verimin sıcaklıkla sürekli artacağı teprik olarak düşünülebilir. Bu konuda ileride daha detaylı açıklamalar yapılacaktır.

Gerçek gaz türbini çevrimi ideal Brayton çevriminden bazı bakımlardan ayrılır. Özellikle, ısı geçişi sırasında az da olsa basınç kaybı vardır. Ayrıca, sürtünme ve sanki dengeli-olmayan hal değişimlerinden kaynaklanan tersinmezliklerden dolayı kompresör işi daha çok, türbin işi daha az olur. Gerçek gaz türbini çevriminin tersinmezlik nedeniyle ideal Brayton çevriminden sapması Şekil 2.5'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Tersinmezlik nedeniyle Brayton çevriminden sapma.

Gerçek türbinin ve kompresörün çalışmasıyla izantropik genişleme ve sıkıştırma arasında bir ilişki, türbin ve kompresör için adyabatik verim tanımlarından

yararlanılarak kurulabilir. Bu ilişkinin kurulması sistemin termodinamik hesaplarının yapılmasını kolaylaştırır.

$$\eta_K = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (2.8)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} \quad (2.9)$$

Bu denklemlerde 2 ve 4 halleri Şekil 2.5’de de gösterildiği üzere, sırasıyla kompresör ve türbindeki gerçek çıkış hallerini, 2s ve 4s ise izantropik sıkıştırma ve genleşme sonrasındaki halleri simgelemektedir.

Türbin girişindeki gaz sıcaklığının artırılmasına karşılık türbin çıkışındaki gazların sıcaklığı da bir miktar artar. Sözkonu gazların ısı enerjisinden faydalanılması amacıyla geliştirilmiş olan sistemlere de Rejeneratif Brayton çevrimi adı verilir. Kompresörden yanma odasına gitmekte olan gazlar, bir ısı değiştiricisi yardımıyla, türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlar tarafından ısıtılır [2].

### 2.1.3. Gaz türbinlerinde kullanılan malzemeler

Bilindiği gibi metalürjideki gelişmeler gaz türbinlerini yakından ilgilendirmektedir. Gaz türbini malzemeleri, olabildiğince hafif ve ilgili sıcaklık aralıklarında yüksek dayanım ve oksitlenme direncine sahip olmalıdır.

Gaz türbinlerinin tüm elemanlarının ağırlık olarak %50 kadarı çeliktir. Türbin diskleri için 1950’lerin ortalarında Inco 1901 gibi nikel esaslı alaşımların; kompresör diskleri için 1960’ların başlarında titanyumun kullanılmaya başlaması, çelik kullanımını azaltan etkenler olmuştur. Titanyumun dayanımın ağırlığına oranı ve korozyon dayanımı oldukça iyidir. Eşit dayanım için, çeliğe oranla %40 ağırlık tasarrufu sağlamaktadır. Nikel alaşımları yüksek sıcaklıklarda gerilmelere karşı gayet iyi dayanım özelliklerine sahiptirler. Bu özellikleri nedeniyle nikel alaşımları, gaz türbinlerinin, türbin kanatları, nozul kılavuz kanatçıkları, türbin diskleri, yanma odası gibi yüksek sıcaklıkta çalışan elemanlarının yapımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Sıcak çalışam gaz türbin elemanlarının yapımında, seramik kullanımı geliştirilme aşamasındadır. Seramik; hammadde olarak, diğer malzemelere rekabet edebilecek fiyattadır. Fakat öte yandan imalat işlemlerinin

zaman alıcı, imalatta enerji tüketiminin yüksek oluşu ve özel imalat teknolojileri gerektirmesi gibi olumsuz yönleri de mevcuttur. Seramik; iyi yalıtkan, ısı şokuna dayanıklı ve termal genleşmesi az bir malzemedir. Gaz türbinlerinde en çok kullanılan seramikler silikon karbid ve silikon nitrittir [1]. Özel olarak sadece gaz türbin kanatları olarak kullanılacak malzemelerin taşınması gereken özellikler şunlardır:

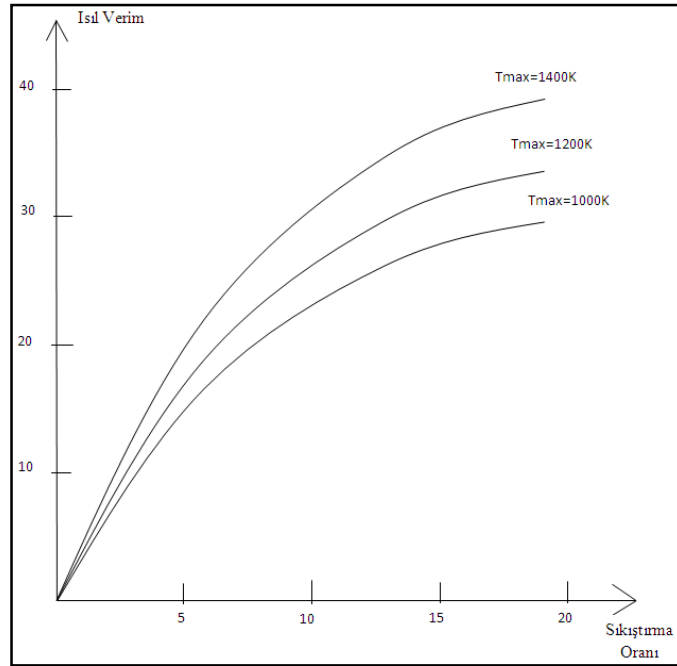
- Oksidasyona karşı direnç
- Yüksek sürünme kuvveti
- Yüksek iletkenlik
- Isıl yorulmaya karşı direnç
- Yararlı etki direnci

Türbin kanadı olarak kullanılacak malzemeler yüksek sıcaklarda özelliklerini kaybetmemelidirler. Aranılan diğer önemli bir özellik de malzemenin kalitesinin eleman boyunca homojen dağılım göstermesidir, malzeme içinde kalitenin düştüğü bölgelerin yer almaması gerekmektedir. Yakıt içerisinde bulunan vanadyum, sodyum ve kükürt gibi maddelerin yüksek sıcaklıklarda korozif etkileri büyük olduğundan malzemenin oksidasyon ve korozyona karşı direncinin yüksek olması da diğer bir önemli şarttır. Kobalt alaşımları ise oldukça pahalı olmalarına karşın, üretim maliyeti düşük yöntemlerle üretilebilirler. Daha önce bahsedilen silikon karbid ve silikon nitrit ise 1750 K'in üzerinde sıcaklıklara dahi dayabilmektedirler. Ayrıca bu malzemelerin yıpranmaya karşı çok dirençli olmaları ve ucuza elde edilebilirlik gibi avantajları vardır. Fakat seramik malzemelerin, büyük ısıl gerilmelere, aşırı merkezkaç kuvvetlere ve titreşime karşı mukavemeti düşüktür [1,3].

#### **2.1.4. Gaz türbinlerinde türbin giriş sıcaklığının önemi**

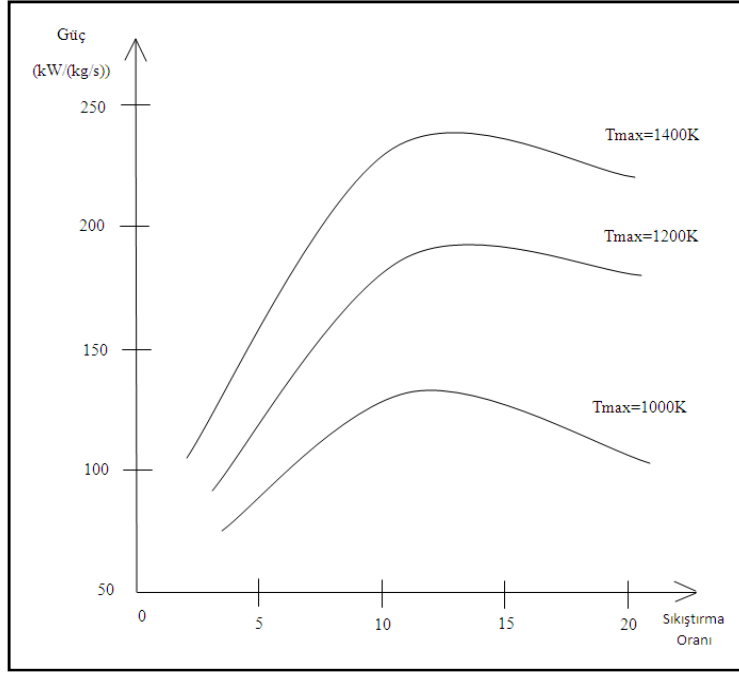
Gaz Türbinlerinde maksimum sıcaklık türbinin ilk kademesinin giriş sıcaklığıdır. Aşağıdaki Şekil 2.6'da gösterildiği gibi sabit bir sıkıştırma oranı için, daha önce de bahsedildiği gibi türbin giriş sıcaklığının artırılması ısı verimi artırır. Düşük sıkıştırma oranlarında türbin giriş sıcaklığının artırılması, ısı veriminde bir miktar artış sağlamaktadır. Buna karşılık yüksek sıkıştırma oranlarında türbin giriş sıcaklığının artırılması, ısı veriminde çok ciddi artış sağlamaktadır. Bir gaz türbini için %2 ile %5 arasındaki ısı verim artışı, yakıtta %5 ile %15 arası tasarruf edilmesini

sağlamaktadır. Bu da özellikle havacılık uygulamalarında hem daha az yakıt tüketilmesi hem de yakıt deposunun daha küçük ve hafif olması anlamındadır.



**Şekil 2.6 :** Maksimum sıcaklık ve sıkıştırma oranının gaz türbini verime etkisi.

Isıl verimin artmasıyla birlikte de aynı gücü elde edebilmek için kullanılan gaz türbininin boyutları küçülür ve dolayısıyla ihtiyaç duyulan yakıt miktarı azalır. Verimi artırmak için sıkıştırma oranını artırmak kompresör boyutunu büyüteceğinden, özellikle havacılık uygulamaları için tercih edilmez. [4]. Türbindeki maksimum sıcaklığın ve sıkıştırma oranının, yakıt miktarına göre elde edilen güce olan etkisi Şekil 2.7'de görülmektedir. Şekil 2.7'dan da anlaşılacağı gibi, sıkıştırma oranının belirli bir aralığında ısıl verim yüksektir, bu sınırların dışına çıkıldığında verimde ciddi düşüşler olmaktadır. Bu sebepten sıkıştırma oranını belli sınırlar içinde tutarak türbin giriş sıcaklığını artırmak verimi artırmak için en iyi yoldur. Sıkıştırma oranının genel olarak 11 ile 16 arası değerlerinin verimli olduğu ve genel olarak sıkıştırma oranının tasarım esnasında 12-13 seçilmesinin yaygın bir uygulama olduğu bilinmektedir. Bu yaygın uygulama değerleri üzerinden verimi artırma çalışmaları yaparak ve genellikle türbin giriş sıcaklığını yükselterek verimin artırılması yoluna gidilir. Yüksek sıkıştırma oranının sistemin verimine olumsuz etkisinin sebebi ise kompresörün yüksek sıkıştırma oranını sağlamak için türbinden fazlaca güç çekmesidir. Sıkıştırma oranını yükseltmenin bir de yanma odasına çok yüksek basınçta gaz gönderilmesi ile oluşan bir diğer olumsuz yönü daha vardır. Bu sebeplerden çok yüksek sıkıştırma oranı tercih edilmez.



**Şekil 2.7 :** Maksimum sıcaklık ve sıkıştırma oranının güce etkisi [4]

Aşağıda bulunan Çizelge 2.1’den türbin giriş sıcaklığının önemi daha belirgin olarak anlaşılabilir.

**Çizelge 2.1 :** Giriş sıcaklıklarına göre verim ve yakıt tüketimi miktarları.

$T_3$ [K]		834	1100	1390
$T_3/T_1^*$		2.8	3.7	4.63
Basit, sabit basınç gaz türbini için	En iyi verim	0.22	0.32	0.38
	Özgül Yakıt Tüketimi [kg/kWh]	0.381	0.263	0.220
Rejeneratörlü sabit basınç gaz türbini için	En iyi verim	0.28	0.35	0.41
	Özgül Yakıt Tüketimi [kg/kWh]	0.298	0.237	0.205

\* $T_1=300K$

Bu anlatılanlarla birlikte avantajları gözönüne serilen türbin giriş sıcaklığını artırma yolu, türbin kanatları üzerinde ısıl gerilmelere sebep olur. Bu ısıl gerilmeler kanatlarda çatlama ve kırılmaya sebep olabileceğinden ve kırılan bir kanatta sisteme çok ciddi hasar verebileceğinden bunun önlenmesi oldukça önemlidir. Bunu sağlamak için türbin kanatlarında kullanılan malzemeler oldukça önemlidir. Ayrıca kanatların soğutulması da kanadın üzerinde gerilmeyi azaltmakta çok etkin diğer bir yöntemdir.



## **2.2. Türbin Kanatlarının Soğutulması**

### **2.2.1 Isı transferinin iyileştirilmesi**

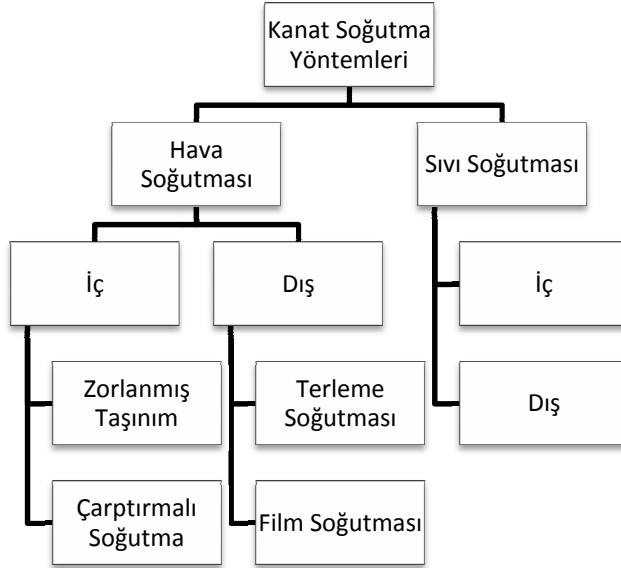
Genel anlamda ısı transferinin iyileştirilmesi değişik yollarla sağlanabilir. Bu iyileştirme ısı taşınım yüzeyini artırarak veya taşınım katsayısını artırarak sağlanabilir. İç akışlar söz konusu olduğunda, bir örnek vermek gerekirse kanal içine spiral yerleştirilmesi veya iç yüzeyin işlenmesi yüzey pürüzlülüğünü artırarak türbülans oluşturur ve böylece ısı taşınım katsayısı artar. Akla gelebilecek ikinci bir seçenek ise kanal içine bükülmüş bir sac yerleştirerek akışın dönmesinin sağlanmasıdır, bu şekilde de ısı taşınım katsayısı artırılabilir. Spiral kanatlar ve yiv kullanarak hem taşınım katsayısı hem de alan artırılabilirken, ısı geçiş alanı yüzeye kanat eklenerek de artırılabilir. Isı geçişi iyileştirilirken, basınç düşümündeki artış ve buna bağlı olarak fan ve pompa güç gereksinimi göz önüne alınmalıdır. Isı geçişini artırma yöntemlerinde merkezkaç kuvvetler girdaplar oluşturarak ikincil akışa yol açar ve böylece ısı taşınım katsayısı artar [10].

### **2.2.2. Gaz türbini kanatları için soğutma yöntemleri**

Gaz türbini kademelerinde daha yüksek sıcaklıklardaki akışkandan faydalanabilmek için rotor kanatları, stator kanatları, stator kasası ve diskler soğutulmalıdır. Yüksek dönme hızları da hesaba katıldığında soğutmanın en gerekli olduğu parçalar türbin kanatlarıdır. Rotasyonel hareket ve ısı gerilmelerin bir araya gelmesi ile türbin kanatları sistem içindeki en kritik parçalar haline gelir.

Türbin kanatlarının soğutulması hava ve sıvı soğutucularla sağlanabilir. Sıvı soğutucular sızıntı, korozyon gibi sebeplerle tercih edilmemektedir. Ayrıca özellikle havacılık uygulamalarında soğutucu bir sıvıyı taşımak araca fazladan yük getirecektir. Öte yandan hava ile soğutma yapıldığında bu sızıntı ortadan kalkmaktadır. Soğutma için gereken hava ana akış üzerinden kolayca alınabilir. Alınacağı nokta kompresör üzerinde uygun bir nokta olarak seçilebilir. Alınması gereken havanın miktarı ise türbin kademesine giren havanın %1'i ile %3'ü arasındadır. Bu şekilde türbin kanatlarının sıcaklığı 200-300 °C düşürülebilir. Şekil 2.8'de kanat soğutma yöntemleri gösterilmektedir [4]. Hava ve su, rotor ve stator kanatlarının soğutulmasında kullanılan iki akışkandır. Su ile soğutma, ısı taşınım katsayısının yüksek olduğu bir ısı transferi mekanizması sağlaması sebebiyle etkilidir

fakat zaman içinde sızıntıların başlaması, korozyona sebep olması ve tortu birikimi gibi sebeplerle tercih edilmeyen bir yöntem haline gelmiştir. Bu sebeplerden soğutma için havayı kullanmanın en uygun seçim olarak düşünülebilir. Soğutma için gereken havanın kompresör çıkışından alınması uygundur. Kompresör çıkışından alınan hava miktarı verimi gözardı edilebilecek bir mertebede, yaklaşık %2 civarındadır.

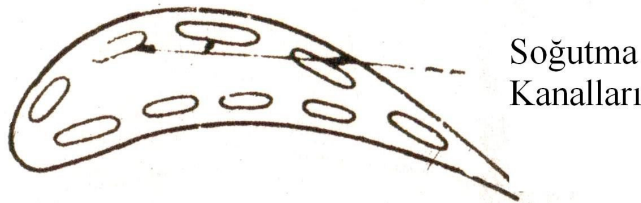


**Şekil 2.8 :** Kanat soğutma yöntemleri.

Bu soğutma yöntemlerinden hava ile yapılan soğutma yöntemleri üzerinde duracağız.

### 2.2.2.1.Zorlanmış taşınım soğutması

Bu soğutma yönteminde türbin kanatlar içine soğutma havası alınır. Kompresörden alınan soğutma havası dip kısmından kanada girer, en uzun kanal uzunluğunu sağlayacak şekilde tasarlanmış olan yolu izleyerek, genellikle firar kenarından ve yakında bir noktadan dışarıya atılır, zorlanmış taşınım yapılan bir kanadın kesidi Şekil 2.9’da gösterilmektedir.



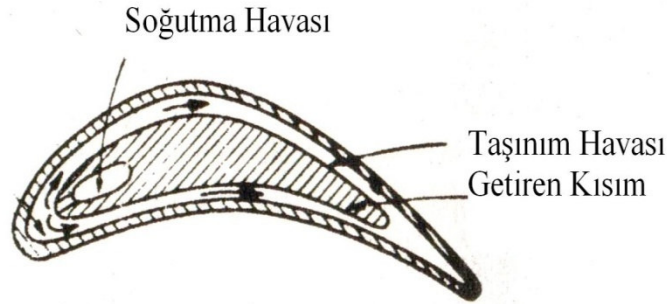
**Şekil 2.9 :** Zorlanmış taşınım soğutması.

Bu şekilde yapılan soğutmanın etkinliği geçişlerin boyutu ve soğutma havası debisiyle ilişkilidir. Bir türbin kanadında soğutmanın en gerekli olduğu yer kanadın

hücum ve firar kenarı olduğundan o kısımlardaki tasarıma dikkat edilmelidir [5]. İlk soğutma kanalları genellikle aynı çapta yapılmıştır. Sonraki dizaynlarda hava miktarının ayarlanabileceği değişik boyut ve şekillerde kanatlar yapılmıştır. Böylece kanadın firar ve hücum kısımlarına yakın kısımlardaki daha fazla soğutma havası ihtiyacı sağlanmıştır. [3]

#### 2.2.2.2.Çarptırmalı soğutma

Çarptırmalı kanat soğutmasında kanat kesit geometrisi oldukça değişiktir, bu geometri şekilde görülmektedir. Kanadın kesitine bakıldığında iki parçadan oluştuğunun düşünülebileceği içi boş bir dış kısım ve çekirdek olarak adlandırılan iç kısım görülmektedir. Şekil 2.10'da bu durum daha kolay anlaşılır bir şekilde gösterilmektedir.

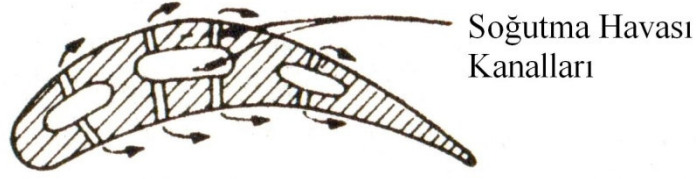


Şekil 2.10 : Çarptırmalı soğutma.

Çekirdek kısmı içindeki kanalla taşınan soğutma havası kanadın hücum kenarının iç kısmına çarptırılır ve çekirdek ve dış kısım arasında kalan boşluğu takip ederek firar kenarından dışarıya çıkar. Çarptırma sayesinde ısı taşınımı oldukça artırılır [4].

#### 2.2.2.3.Film soğutması

Film Soğutmasında zorlanmış taşınım soğutmasındakine benzer şekilde kanallar vardır. Fakat bu soğutma tipinde farklı olarak kullanılan kanallar, kanat yüzeyine çok daha ince kanallarla bağlanmıştır. Şekil 2.11'de gösterildiği gibi kanat yüzeyinden akmakta olan sıcak akışkanın ısıtma etkisinden korunmak için yüzeye açılan ince kanallardan soğutma havası dışarıya gönderilir ve yüzeyde bir film tabakası oluşur. Bu yöntemde ince kanalcıklarının her biri için konum ve çap ayrı ayrı hesaplanıp fazladan bir sıcaklık gradyeni oluşmasına sebep olmayacak şekilde ısı transferi analizleri yapılmalıdır.

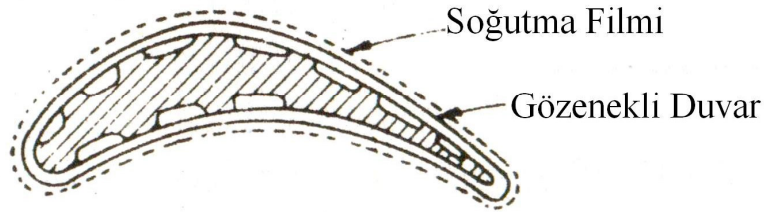


**Şekil 2.11 : Film soğutması.**

[6] Bu film tabakası sayesinde sıcak gazların yüzeyle doğrudan teması büyük oranda engellenir, fakat burada soğutma havası debisinin sınır tabaka kalınlıkları dikkate alınarak çok iyi ayarlanması gerekir [3].

#### 2.2.2.4. Terleme soğutması

Bu soğutma tipinde sıcaklık dağılımı açısından en homojen durum sağlanabilmektedir. Kanat içindeki soğutma havası gözenekli malzemeden üretilen kanadın dış duvarının içinden soğutma yaparak geçer ve dış ortama çıktığında da film soğutması yapar, bu durum şekilde gösterilmiştir.



**Şekil 2.12 : Terleme soğutması.**

Bu yöntemin gözenekli malzemeyle aerodinamik özellikleri yüksek kanat üretiminin zor olmasından dolayı uygulaması oldukça azdır[3].

#### 2.2.3. Kanatların zorlanmış taşınım ile soğutulmasının iyileştirilmesi

Gaz türbin kanatlarının iç kanallar aracılığıyla aktif olarak soğutulmasını amaçlayan sayısız araştırma vardır. Bunların çoğu öneri olarak kalmış, gerçekleştirilmemiş dizaynlardır. Bunun sebebi etkinlik açısından, karmaşıklığın sebep olduğu bir belirsizliğin varlığıdır. Gaz türbin kanatlarının iç akışta ısı taşınımı yoluyla soğutulmasında yıllar içinde düz kanaldan başlayıp, karmaşık geometri kanalların

bir çok çeşidine uzanan bir çok araştırma söz konusudur. Bu araştırmalar birbirinden oldukça farklı bir çok soğutma devresi ve akışı şekillendiren yüzey geometrisi dizaynlarını kapsar. Yapılan çalışmaların hepsinde amaç termodinamik çevrimden en az ödünle toplamda olabilecek en iyi soğutma performansını sağlamaktır. Burada en temel amacın daha açık ifadesi ise başarılı olabilir en yüksek ısı taşınım katsayısına en düşük sürtünme katsayısı ve dolayısıyla en düşük basınç kaybıyla ulaşabilmektir.

Soğutma kanallarında ve özellikle dönel tipli olanlarında ısı taşınım katsayısını artırmak için en çok kullanılan yöntem birbirinin belirli bir düzen çerçevesinde takip eden türbülatorlerin kullanılmasıdır. Bu yöntemi uygulanabilir hale getirmek için dökümle üretilen gaz türbin kanatlarında, üretim yönteminin getirdiği kısıtlar da dikkate alınarak bir çok çalışma yapılmıştır. Türbülatorler kanat soğutmasında ilk kullanılan yöntemlerden biridir ve dolayısıyla değişik formda bir çok türbülator için ısı transferi sürtünme karakteristiği konusunda araştırmalar yapılmıştır. Kapsamlı bir şekilde kullanılan sonuçlar ve korelasyonlar Han ve arkadaşları [7], Webb ve arkadaşları [8], tarafından 1970'li yıllarda yapılmıştır. Bunlar ve diğer araştırmacılar genellikle türbülator yüksekliğinin kanalın hidrolik çapına oranını yani blokaj oranını 0,2'den daha küçük seçerek araştırmalarını sürdürmüşlerdir. Bu şekilde tam gelişmiş ve zamandan bağımsız olarak yapılan araştırmaların genel sonuçları, ısı taşınımını artırma oranı 1,8 ile 2,8 arasında olması ve buna karşılık düz kanala göre akışkana verilmesi gereken pompa gücünün 3 ile 10 kat arasında olmasıdır.

Türbülator kullanılan kanallarda, birincil akışa göre türbülator yerleşim açısı, blokaj oranı, türbülator genişliğinin türbülator adımına oranı, türbülator kesit geometrisi, cavuş rütbesi şeklindeki yerleşimler, kanalın iki tarafında şaşırtmalı türbülator yerleşimi gibi bir çok yöntem araştırılmıştır. Yapılan araştırmaların çoğu sabit türbin kanatlarındaki kanallar üzerindedir fakat bu şekilde gaz türbini kanadının yüksek hızla dönmesinden kaynaklanan rotasyonel kuvvetler gözardı edilmektedir. Han ve Dutta[9] hem sabit kanatlar hem de dönen kanatlar üzerine araştırmalar yapmışlar ve iki durum arasındaki korelasyonu belirlemeye çalışmışlardır.

Son zamanlarda gaz türbin kanatlarının soğutması üzerine yapılan çalışmaların önemli bir kısmı sayısal akışkanlar dinamiği temelindedir. Rau ve arkadaşları [11], Chantaloup ve arkadaşlarının [12] çalışmaları sayısal akışkanlar dinamiği temelinde elde edilen sonuçların geliştirilmesi ve doğruluğunun kontrolü amaçlıdır. Sayısal

analiz kullanılarak yapılan araştırmalar içinde çok geçişli kanallardaki ısı taşınım katsayısının dağılımlarını elde etmeye yönelik olanları sayıca oldukça fazladır.

Chyu ve Nataraja'nın [13] çalışmaları ise u geçişli, kıvrımlı soğutma kanallarının üzerindeki ısı taşınım katsayısının dağılımlarını üzerinedir. Bu çalışmanın sonuçları ısı taşınımındaki artışın sadece trblatrle değil, dönüşlerin ve türbülatörlerin kombine olarak kullanılmasıyla elde edildiğinde 2-3 kat arttığını göstermektedir.

Dikdörtgen kesitli kanal içinde ısı trasferi konusundaki birikimlerin önemli bir kısmında pay sahibi olan Taslim ve arkadaşları [14] ise çalışmalarının önemli bir kısmını yüksek blokaj oranı üzerine yapmışlardır. Gaz türbini kanadının aerodinamik özellikleri sebebiyle boyut ve şekil olarak sınırlanmış kanalcıkların döküm yoluyla üretileceği hücum ve firar kenarları soğutmanın en gerekli olduğu bölgelerdir. Bu bölgelerdeki soğutma kanalarında bulunan döküme bağlı olan sebeplerle blokaj oranı 0,2'den fazla olarak şekilde dizayn edilmek zorundadır. Yüksek blokaj oranlarında hem ısı geçişi hem de sürtünme daha düşük blokaj oranına kıyasla oldukça fazladır. Taslim ve Spring [15] birincil akış yönüne 90° aı ile, dikdörtgen kesitli kanalın iki yüzeyine şaşırtmal olarak yerleştirilmiş türbülatörler için yüksek blokaj oranının etkilerini araştırmışlardır. Bu araştırmalarında türbülatör adımının, yani bir türbülatörün n yüzü olarak kabul edilen yüzeyden, takip eden türbülatörün n yüzeyine kadar olan mesafenin, türbülatör genişliğine oranı 6,67'den 20 'ye kadar değişmektedir. Taslim ve Spring'in bu çalışmasında türbülatörler ısı olarak aktif değillerdir. Yine bu çalışmada kullanılan kanalda türbülatör yerleştirilen yüzeylerin genişliğinin diğer yüzeyin genişliğine oranı 2'dir. Rib yüksekliğinin, hidroluk çapa oranının 0,125 , 0,25 ve 0,375 olduğu yani buna karşılık olarak yersel blokaj oranının sırasıyla 0,167 , 0,333 , 0,5 olduğu bir yerleşim planı söz konusudur. 15000 ile 80000 arasındaki Reynolds sayıları kullanılmıştır ve düşük blokaj oranı için, düz kanala göre ısı transferinin artma oranı 2,5 ile 3 arasında değişirken yüksek blokaj için bu oran 7'ye yaklaşmaktadır. Sürtünme katsayısı için ise düşük blokajda sürtünmenin sebep olduğu basınç kaybı 10 katına çıkarken, yüksek blokaj için bu oran 300 kata kadar çıkılmaktadır. Aslında blokaj oranının bu kadar büyük olduğu türbülatörlerin kullanıldığı bir kanaldaki akışın tamamı sadece bir yüzeye yerleştirilmiş dahi olsalar türbülatörler tarafından yeniden şekillendirildiğinin kabul gerçeğe en uygun yaklaşımdır. Akışın ısı transferi dışarıda tutularak yapılacak sayısal analizi bunu ortaya koyacaktır.

Günümüzde türbülatorleri birincil akışa  $45^{\circ}$  açı yapacak şekilde yerleştirmek en çok uygulanan yöntemdir. Taslim ve arkadaşları [14] bu yerleştirme şeklini farklı blokaj oranlarında uygulamışlardır ve sonuç olarak yüksek blokaj için  $45^{\circ}$ 'lik yerleştirme açısının  $90^{\circ}$ 'lik yerleştirme açısına oranla daha yüksek veya eşit ısı transferi sağlamasına karşılık daha az sürtünme kaybına sebep olduğu sonucunu vermişlerdir.



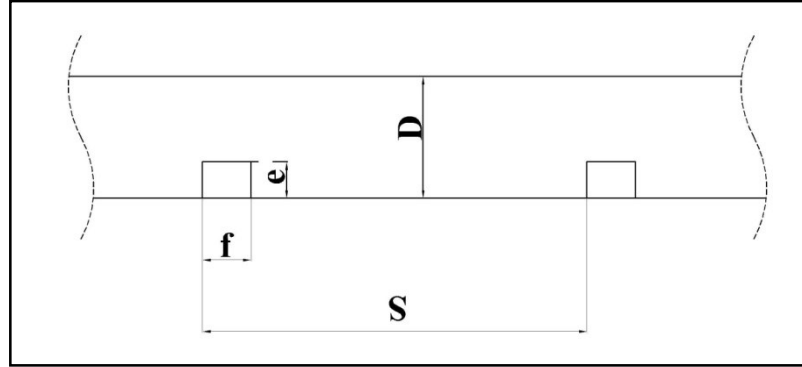


### 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

#### 3.1. Deney Tesisatı:

##### 3.1.1. Deney tesisatının fiziksel özellikleri

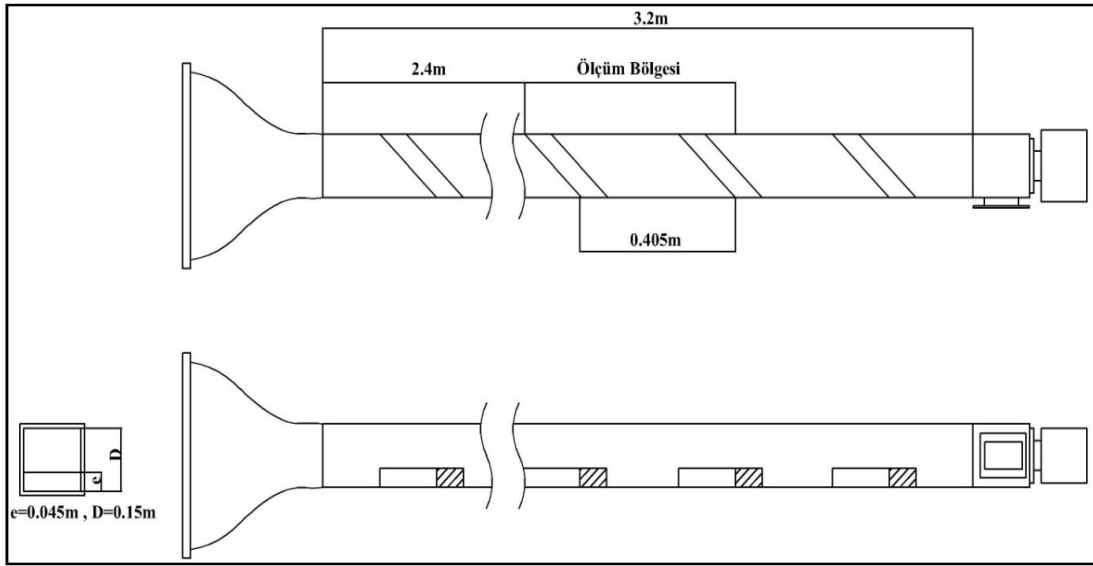
Deney tesisatı temel olarak kesiti kare şeklinde (15cmx15cm), uzunluğu 3.2 m olan bir kanaldır. Bu kanalın bir ucunda emme yapan 750 Watt gücünde radyal bir fan vardır. Diğer ucunda ise, emilen havanın kanala girişini düzenli hale getirmek için bir nozıl yerleştirilmiştir. Bu nozılın hava alış yüzeyinin kesir alanı kanalın kesit alanının 8 katıdır. Deneylerde kullanılan kanalın içine 8 adet yüksekliği (e) 4,5cm, genişliği (f) 5cm olan türbülötör adı verilen parçalar yerleştirilmiştir. İki türbülötör arasındaki mesafe (S), türbülötör genişliğinin dokuz katı olacak şekilde bir yerleştirme söz konusudur, bu durum Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Türbülötör ve kanal boyutuyla ilişkisi.

Türbülötörler, ana akış doğrultusuna 45°'lik açı yapacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Kanalın hidrolik çapı, kare kesitli olması sebebiyle kesitin bir kenarına eşittir. Bu sebepten yerel blokaj oranı şeklinde bir ifade söz konusu değildir. Blokaj oranı tüm kanal için aynıdır ve yapılan tüm deneylerde aynı blokaj oranı kullanılmıştır. Tüm türbülötörler için e/f oranı sabittir ve bu oran 0,9'dur. Türbülötör köşeleri tamamen dik açıdır, türbülötörler ahşap olduğundan yüzey pürüzlülüklerinin akışta bozulmalara sebep olmaması için türbülötör yüzeyleri plastik bantlarla bantlanmıştır. Bazı çalışmalarda blokaj oranı türbülötör yüksekliğinin türbülötörün bulunduğu yerdeki kanalın yüksekliğine olan oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu çalışmada bu

oran kanalın hidrolik çapı kullanılarak hesaplanmıştır. Kanal için genel boyutlar Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.2 :** Kanal için genel boyutlar.

Oluşturulan sistemin blokaj oranı olarak isimlendirilen, türbülötör yüksekliğinin yerel kanal yüksekliğine(D, bu aynı zamanda kanalın için hidrolik çapıdır) oranı  $e/D=0,3$ 'tür. Kanal içinde değişik hızlarda deneyler yapılmasını sağlayan, fan motoruna bağlanmış bir frekans ayarlayıcı bulunmaktadır. Bu frekans ayarlayıcı sayesinde kanal içinde farklı hızlar için fanın birim zamandaki devir sayısı ayarlanmaktadır. Ölçümleri yapıldığı alan ise kanal giriş ağzından 2,4m mesafede bulunan altıncı türbülötör ve onun yedinci türbülötörle arasında kalan alandır. Ölçümler için bu bölgenin seçilmiş olmasının sebebi, kanal girişinden itibaren olan mesafenin, kanalın hidrolik çapına oranının yaklaşık olarak 17 olmasıdır. Bu sayede yapılan ölçümlerdeki akış tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir. Tam gelişmişlik kabulünü yapabilmeyen gerekliliği deney sonuçlarının analizi açısından önemlidir. Kanal malzemesi pleksiglas'tır. Kanal malzemesi olarak şeffaf bir malzeme seçilmesi görsel açıdan kolaylık sağlamıştır. Kanalın ölçümlerde kullanılmayan bir kısmı hava alma ağzı tarafındaki yaklaşık 1m'lik kısmı ahşaptır, bu parça ölçüm bölgesinde tam gelişmiş akışı sağlamak için kanalın uzunluğunu artırmak amacıyla ölçümlere başlamadan önce eklenmiştir. Pleksiglas ve ahşap kanal parçaları flanşlar yardımıyla birbirine bağlanmıştır, buralarda sızdırmazlığı sağlamak ve pürüzlülüğü azalmak amacı ile contalar kullanılmıştır. Türbülötörler kanala yerleştirilirken silikon yapıştırıcı kullanılmış ve kanala tutunacak üç yüzeyi de özenli bir şekilde yan

yüzeilerine sızdırmazlık için conta kullanılmıştır. Verilen ayrıntılar Şekil 3.3'te gerçek bir fotoğraf üzerinden daha açık olacak şekilde görülebilmektedir.

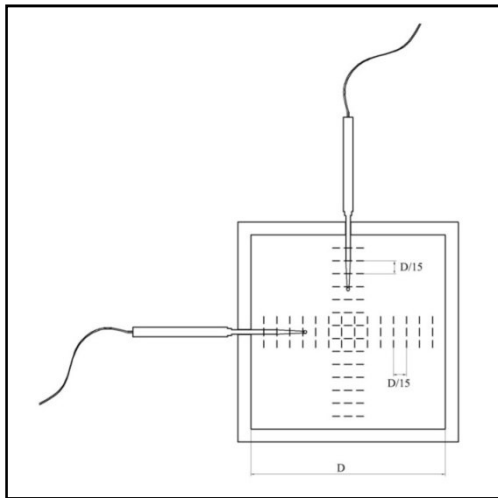


Şekil 3.3 : Deneilerin yapıldığı kanal.

### 3.1.2. Deney tesisatında uygulanan ölçüm teknikleri

#### 3.1.2.1. Hız ölçümlerinin yapılış şekli

Kanalda hız ölçümleri hız ölçüm probu kanal içinde yatay ve dikey olarak merkez ekseninde belirli noktalara getirilerek ölçüm alınmıştır. Burada hız ölçümü yapılırken, Testo 400 çok fonksiyonlu ölçüm cihazının ortalama alma fonksiyonundan yararlanılmıştır. Yapılan tarama basit olarak Şekil 3.4 gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Hot Bulb ile yapılan hız ölçümleri.

Ölçümden önce yapılan kalibrasyondan elde edilen eğri kullanılarak (bu kalibrasyon Ek A.1’de gösterilmiştir) ölçülen değerler gerçek değerlere çevrilmiştir. Hız ölçümleri sonucunda, Şeki 3.5’de gösterilen frekans kontrolörüyle yapılan ayarlamamanın devir sayısı ve hız arasında nasıl bir bağıntıyla yapılacağı amaçlanmıştır.



Şekil 3. 5 Frekans kontrolörü.

Hız ölçümleri Testo 400 çok fonksiyonlu ölçüm cihazına hot bulb adı verilen, hız değerini probun ucunda bulunan bir küreciğin soğuma miktarına göre veren bir prob takılarak gerçekleştirilmiştir.

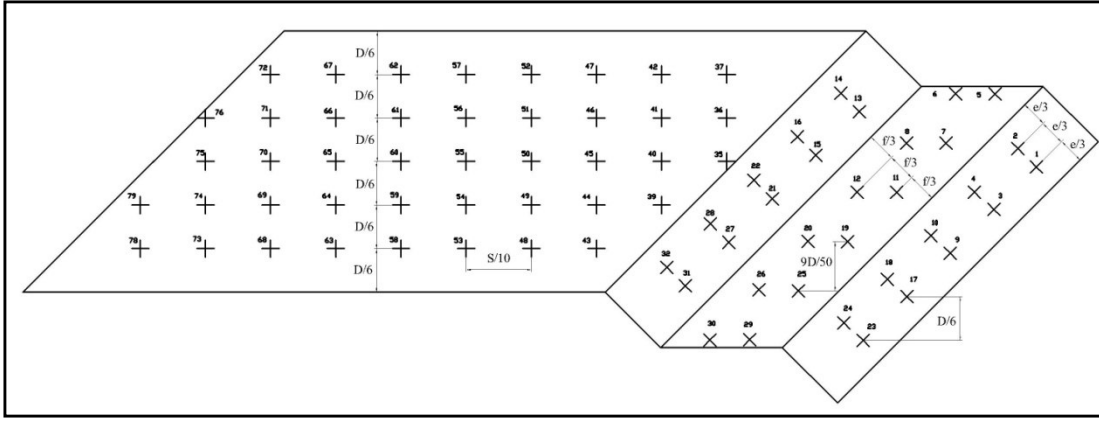
### 3.1.2.2. Basınç ölçümleri

Basınç ölçümleri altıncı türbülatorün üç yüzü ve altıncı türbülator ile yedinci türbülator arasında kalan yüzeyde yapılmıştır. 32 tanesi altıncı türbülator üzerinde, 50 tanesi ara yüzeyde olmak üzere toplam 82 adet basınç prizinden yararlanılmıştır. Basınç ölçümü alınan priz noktalarının numaraları ve konumları Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Basınç ölçmelerinde kullanılan sistem Validyne basınç ölçeri’dir. Bu basınç ölçüm sistemini oluşturan parçaları oluşturan parçalar, basınç ölçümü yapılan noktaya ait bağlantı hortumunun bağlandığı basınç dönüştürücü (transducer), basınç dönüştürücünün oluşturduğu sinyali kalibrasyon ayarına göre düzenleyen modulator ve modulatörden çıkan sinyalin okunduğu multimetredir. Basınç ölçüm sistemini oluşturan parçalar Şekil 3.6’da görülmektedir.



**Şekil 3. 6 :** Basınç ölçüm sistemi.

Basınç ölçümlerinde; ölçümün yapılış adımlarını basitçe şu şekilde ifade edebiliriz. Öncelikle basınç prizleri 2mm iç çaplı bakır borulardan hazırlanmış ve ortam tarafındaki uçlarına yeterli uzunlukta silikon hortumlar takılmıştır. Basınç ölçümü yaptığımız noktaların sayısı oldukça fazla olduğundan ve basınç dönüştürücümüz her seferde bir tane basınç değeri ölçebildiğinden, burada 16 kanallı bir basınç tarayıcısından yararlanılmıştır. Bu basınç tarayıcısına 16 adet basınç prizi bağlanmış ve tarayıcı belirli periodlar için bunlardan sadece birinin kanalını basınç dönüştürücüye açık hale getirmiştir ve bu sayede kanal sayısı kadar basınç prizinden alınan veriler oldukça kısa sürede değerlendirilebilmiştir. Basınç dönüştürücüsü içerisinde diyafram adını verdiğimiz ince bir zar yardımıyla basınç ölçen bir sistemdir. Bir tarafı kanaldaki basınç prizine bağlı olan basınç dönüştürücüsünün, diğer tarafı açık hava basıncına açıktır. Basınç dönüştürücüsü diyaframın iki tarafı arasındaki basınç farkına bağlı olarak deforme olmaktadır ve bunun sonucunda diyafram üzerinde voltaj değişikliği meydana gelir. Modulatör adını verdiğimiz parça burada devreye girerek, bu voltaj değişikliğini üzerinde yapılan kalibrasyon çerçevesinde multimetreye iletir. Bu ölçümlerde en önemli noktalardan biri, sistemin modulatör yardımıyla yapılan kalibrasyonudur. Modulatör üzerindeki ayarlayıcılar aracılığıyla bilinen basınç değerlerine göre kalibre edilir. Basınç ölçüm sisteminin kalibrasyon bilgileri EK B’de verilmiştir. Multimetre’den alınan değerler kalibrasyondan elde edilen denklem kullanılarak basınç değerlerine çevrilmiştir. Kalibrasyondan daha sağlıklı değerler alınabilmesi için ölçümden önce ve sonra olmak üzere iki kere kalibrasyon yapılmıştır.



**Şekil 3.7 : Basınç ölçüm prizleri.**

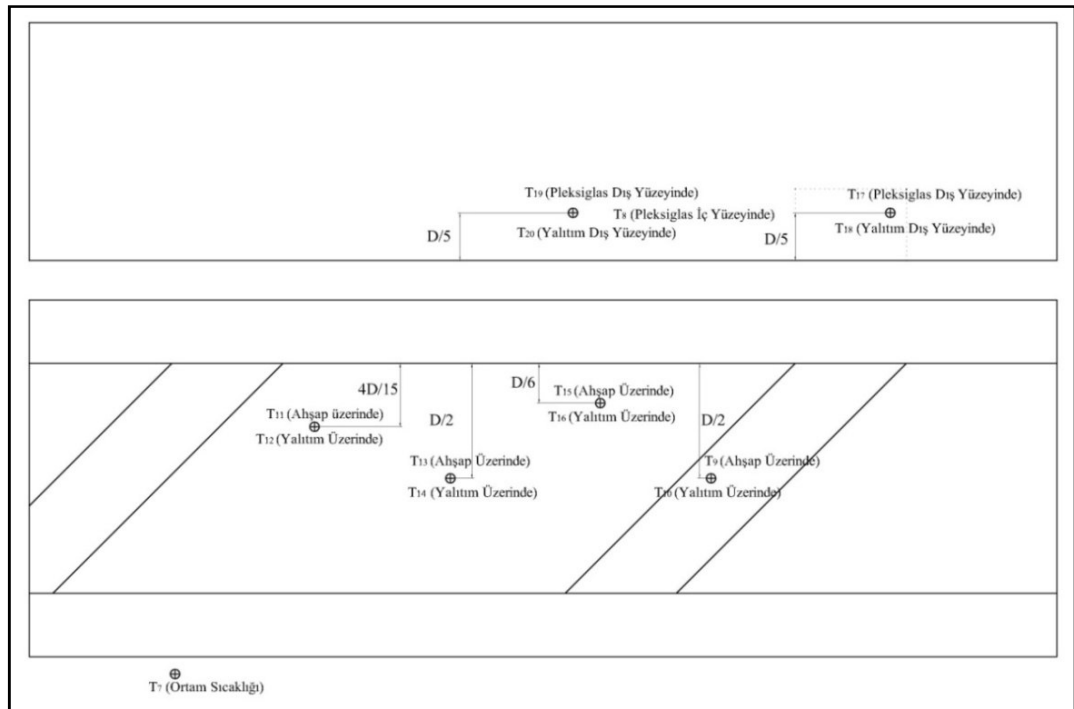
### 3.1.2.3. Sıcaklık ölçümleri

Sıcaklık ölçmeleri yapabilmek ve buna bağlı olarak ısı transferi hesapları yapabilmek için altıncı tübülötör ve takip eden yüzey ısıtıcı yüzeyler olarak hazırlanmıştır. Bu yapılırken rezistans teli yalıtıcı mika malzeme üzerine homojen sıcaklık dağılımı sağlamak amacıyla olabildiğince eşit aralıklı ve sık bir şekilde sarılmıştır. Sarılan telin çevreden elektriksel yalıtımı sağlandıktan sonra kanala uygun olarak kesilen paslanmaz çelik plakalarla kanal geometisine uygun parçalar üretecek şekilde kaplanmıştır.

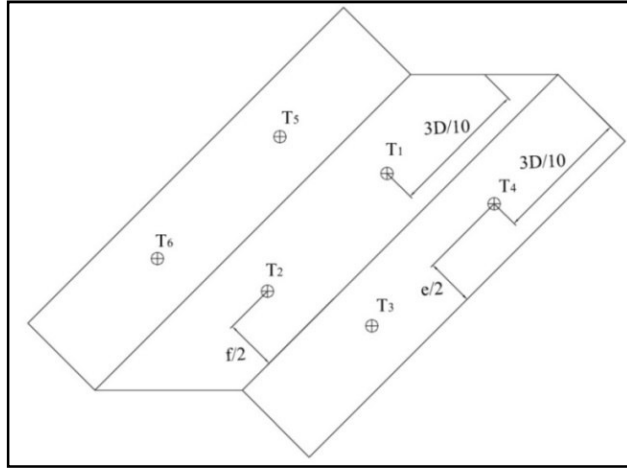
Hazırlanan ısıtıcılar kanal içerisine yerleştirilmiş ve doğru akım güç kaynakları ile beslenmişlerdir. Isıtıcıların herbirinin yüzeye eşit miktarda ısı akısı vermesi gerektiğinden rezistans sarımı sırasında mümkün olmayan eşitleme, sisteme güç kaynakları bağlanırken aralara ek direnç konulmasıyla sağlanmıştır. Güç kaynağından çıkan gerilimlerin ölçümü deneyler esnasında sürekli yapılmıştır ve bu işlemde Keithley 2000 multimetresi kullanılmıştır. Rezistans telinin sıcaklıkla birlikte direncinin değişeceği düşünülmüş bu değişimin önüne geçmek maksadı ile ek direnç yerleştirilmeden önce ısıtılmış sistem üzerinden ısıtıcıların direnç miktarları ölçülmüş ek dirençler buna göre yapılan hesaplardan sonra yerleştirilmiştir.

Sıcaklık ölçümleri sonucunda ısı transferi hesabı yapılırken kayıp miktarlarını gözönüne almak için, 14 adet termoeleman kanalın farklı noktalarına yerleştirilmiştir.ve bu noktalardan deneyler esnasında sıcaklık değerleri sürekli olarak alınmıştır. Sıcaklık ölçümlerinde Ni-Cr termoelemanlar kullanılmıştır, sıcaklık ölçümlerinin alındığı noktalar takip eden iki şekilde gösterilmektedir. Şekil 3.8'da

konumları gösterilen noktalardan  $T_{11}, T_{13}$  ve  $T_{15}$  ara ısıtıcı bölgenin altında bulunan ahşap üzerindedir. Bu termoelemanların düşey konumuna karşılık gelen noktalarda  $T_{12}, T_{15}$  ve  $T_{16}$  olarak adlandırılan termoelemanlar vardır. Bu altı termoeleman sayesinde ara ısıtıcı bölgesinden olan ısı kaybı hesaplanacaktır. Türbülator altındaki bölge için ahşap kısmın alt yüzeyinde  $T_9$  ve yine ona karşılık gelen düşey konumda yalıtım üzerinde  $T_{10}$  olarak adlandırılan termoeleman vardır. Türbülatorün bitişik olduğu pleksiglas yüzeylerden ısı kaybının hesaplanması için pleksiglasın dış yüzeyine  $T_{17}$ , bu termoelemanın yatay olarak karşı geldiği yalıtım noktası üzerinde ise  $T_{18}$  olarak adlandırılan termoeleman vardır. Araısıtıcının tabanını oluşturduğu hacmin yan yüzeylerinde kaybolan ısıyı bulabilmek için pleksiglasın kanal tarafındaki yüzünde  $T_8$ , pleksiglas ile yalıtım arasında kalan bölümde  $T_{19}$  ve yalıtımın dış yüzeyinde  $T_{20}$  olarak isimlendirilen ve yatayda aynı çizgi üzerinde yer alan üç adet termoeleman vardır. Termoelemanlardan alınan veriler Ketihley 2700 multimetresi ile toplanıp, bilgisayara aktarılmıştır. Bu aktarım yapılırken multimetreye ait arayüz kullanılmıştır. Multimetrenin termoelemanla sıcaklık ölçümü için hassasiyet değeri yeterli görülmüş ayrıca kalibrasyon yapılmasına gerek duyulmamıştır. Sıcaklık ölçümlerinin sağlıklı yapılabilmesi için ortamın olabildiğince sabit sıcaklıkta tutulmasına özen gösterilmiştir. Ayrıca sistemin sürekli rejime girmesi için 3 saat süre ile ısıtma işlemi devam ettirilmiştir.

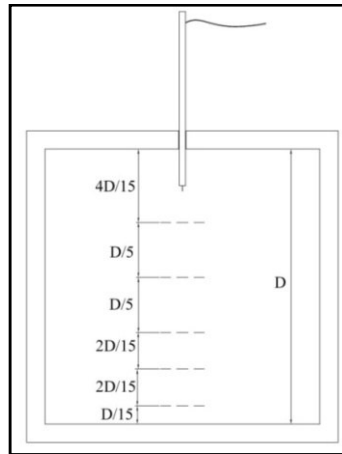


**Şekil 3.8 :** Isı kaybı hesabı yapma amacıyla sıcaklık ölçümü alınan noktalar.



**Şekil 3.9 :** Rib ısıtıcısının iç yüzeyinde sıcaklık ölçümü noktaları.

Rib üzerindeki termoelemanlar ise Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Bu termoelemanlar hazırlanan ısıtıcı plakanın iç yüzeyine yerleştirilmiştir. Hesaplara bir katkıları olmamıştır, fakat sistemin kararlı hale gelip gelmediğini tespit için kullanılmışlardır. Kanal içinden geçen hava sıcaklığı ise, her deneyde, verilen farklı ısı akıları için kanal tabanına dik doğrultuda 5 farklı noktada ölçülerek ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Bu noktaların konumları Şekil 3.10’da gösterilmektedir. Bu noktalarda ölçülen sıcaklıkların ortalaması alınarak, kanal içinden geçen havanın sıcaklığı  $T_b$  tespit edilmiştir.



**Şekil 3.10 :** Kanal içinde sıcaklık ölçümü alınan noktalar.

Kanaldan dış ortama iletim ve taşınım yoluyla geçen ısı miktarını an aza indirmek için kanal 3cm kalınlığında ekstrüde polistren malzeme ile yalıtılmıştır. Bu sayede ölçümler sonucu kanalın dış ortama kaybettiği ısı miktarı oranı kabaca %4 ile %6 arasında tespit edilmiştir. Her bir ölçümde ayrı ayrı alınan sıcaklık değerleri ile kayıp miktarları hesaplara katılmıştır.



Isıtılan yüzeylerin sıcaklık değerlerini tespit etmek için sıvı kristal plakalar kullanılmıştır. Burada sıvı kristal kullanımı böyle bir uygulama için en uygun yoldur. Çünkü sıvı kristaller, ısı transfer katsayılarının tespit edilmesinde karmaşık ölçüm aletleri ve zorlu ölçüm metodları yerine gereken hassaslıkta sıcaklık ölçümü yapan malzemelerdir.

Sıvı kristalle sıcaklık ölçümü yönteminde doğada katı,sıvı ve gaz dışında dördüncü bir faz özelliği gösteren maddelerden faydalanılmaktadır. Dördüncü faz durumunda bu maddeler katı ve sıvı özelliklerinin bir karışımına sahiptirler, sıvı gibi akıcı olmalarına karşın katı kristaller gibi polarize ışıpta çift kırılma özelliğine sahiptirler. Hem sıvı hem de katı özelliklerini birarada taşıdıklarından dolayı bunlara Termokromik Sıvı Kristal adı verilmektedir. Termokromik sıvı kristallerin ara faz özelliğini gösterdiği hale mezophase ismi verilir, mezophase belli bir organik bileşik için karakterize edilir. Mezophase kendi içinde üçe ayrılır, bunlar smectic, nematic ve cholesteric'tir. Termokromik Sıvı Kristaller genellikle sıcaklık arttığında katı fazdan sıvı kristal faza geçer yani renksizlikten kırmızı renge dönüşür, sıvı kristal fazdan tam olarak sıvı faza geçeceği sıcaklığa kadar değişik renkler verir ve belirli bir değerden sonra tekrar renksizleşirler. Termokromik Sıvı Kristallerin renk değişimi tersinirdir yani renksiz oldukları yüksek sıcaklıktan, soğumaya başladıklarında tekrar ısınırken gösterdikleri renkleri bu kez ters sıra ile gösterirler. Termokromik Sıvı Kristaller için kullanım aralığı 30°C ve 100°C arasındır [16].

Termokromik sıvılar sıcaklık ölçümü için iki farklı şekilde kullanılabilirler. Bunlardan birincisi üretici firmalar tarafından şeffaf iki plaka arasına yerleştirilmiş ve şeffaf yüzeylerden birine şeffaf olmayan bir kaplamanın yapıldığı plakalardır. Diğeri ise özel koruyucu kaplar içinde tutulan ve kullanıcı tarafınan sıcaklık ölçümü yapılacak yüzeye püskürtülen tipteki sıvı kristallerdir. Sıvı kristal malzemeler için en önemli nokta kalibrasyondur. Termokromik Sıvı Kristal malzemelerin renk-sıcaklık ilişkisi üretici firmalar tarafından belirli bir formülasyonla ifade edilir, kırmızı rengin belirttiği sıcaklık ve tekrar renksiz hale geleceği sıcaklık değeri belirtilir. Fakat deney şartlarında tekrardan kalibre edilip kullanılmaları gereklidir[17].

Tesisatımızda plaka tipteki sıvı kristallerden 35°C-40°C aralığında ölçüm yapanları kullanılmış ve kalibrasyonları daha önceden hazırlanmış olan sıvı kristal kalibratörü üzerinde yapılmıştır. Kalibrasyon yapılan plaka ile deneylerde kullanılan sıvı kristal



## 3.2 Yapılan Deneyle ve Sonuçları

### 3.2.1 Hız lümleri

Hız lümleri 3.1.2.1 numaralı başlık altında belirtilen şekilde yapılmıştır. Kanal merkezinde dik ve yatay doğrultuda 14'er noktada hız ölçülmüş ve ortalama değerler alınmıştır. Hız lümleri hem boş kanalda hem de türbülator yerleştirilmiş kanalda yapılmıştır. Bu lümler sonucunda bulunan değerler çizelgede gösterilmiştir.

**Çizelge 3. 1 :** Türbülatorlü ve boş kanalda hız ve Re değerleri.

Devir Sayısı (N) [d/d]	Hız (Boş Kanal) [m/s]	Re (Boş Kanal)	Hız (Türb.'lü Kanal) [m/s]	Re (Türb.'lü Kanal)
300	0,51	4894	0,46	4456
600	1,05	10083	0,89	8546
900	1,56	15024	1,32	12693
1200	2,08	19994	1,69	16269
1500	2,59	24826	2,12	20388
1800	3,03	29137	2,97	28533

Bundan sonra yapılan basınç ve sıcaklık ölçümlerinde tekrardan hız ölçümü yapılmasına gerek kalmaması açısından, frekans kontrolörü üzerinden ayarlama yapılabilmesi için, devir sayısı ve kanal içindeki Reynolds sayısı arasında boş kanal için Denklem 3.1'deki, türbülatorlü kanal için Denklem 3.2'deki eşitlikler bulunmuştur. Fan motoru frekans kontrolörüne bağlı olmasına rağmen sürekli olarak sabir hızda hava akışı sağlayamayabilmektedir. Bu durumun da gözardı edilmemesi gerekmektedir.

$$Re=16,449 \times N \quad (3.1)$$

$$Re=14,573 \times N \quad (3.2)$$

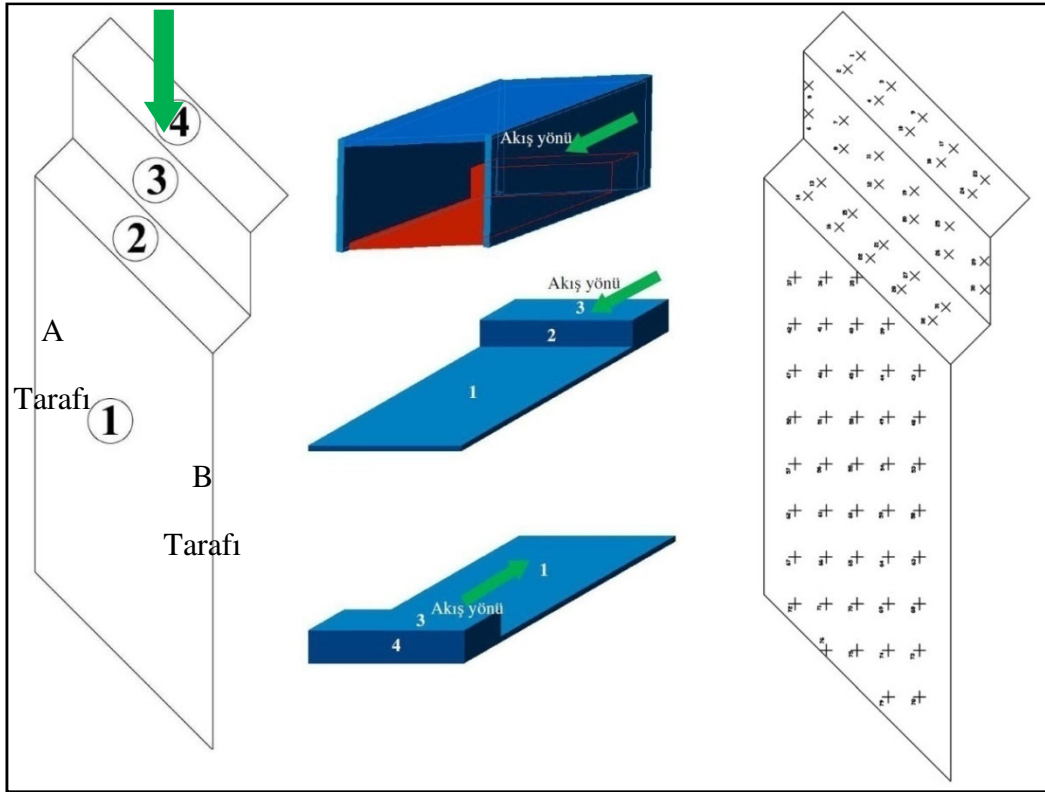
### 3.2.2 Basınç lümleri

Kanal içinde yapılan basınç ölçümlerinde; ölçüm alanı olarak kullanılan yüzeyledeki basınç dağlılımları tespit edilmiştir ve türbülator eklenmiş kanal, boş kanalla sürtünme direnci bakımından karşılaştırılmıştır. Türbülatorlerin sebep olması gereken sürtünme kaybı miktarı oranı beklenen sınırlar içinde ölçülmüştür bu ölçümleri sonuçları izelge 3.2'de verilmiştir. Boş kanal için verilen değerler teorik değerlerdir.

**Çizelge 3. 2 : Basınç düşümü miktarları.**

Re	Boş Kanalda dP/dx [Pa/m]	Türbülantörlü Kanalda dP/dx [Pa/m]	Sürtünme Kaybı Sonucu Basınç Kaybı Artışı
8546	0.134	1.323	9.87
16269	0.419	3.518	8.40
28533	0.523	8.657	16.55

Ölçüm alanı olarak ifade edilen bölgenin iki boyutlu olarak ifade edilmesi gerektiğinden bu bölgedeki dört yüzey tek bir yüzey haline getirilmiştir, bunun yapılış şekli Şekil 3.11'den anlaşılabilir.



**Şekil 3. 12 : Basınç prizlerinin açılmış yüzey üzerinde gösterilişi.**

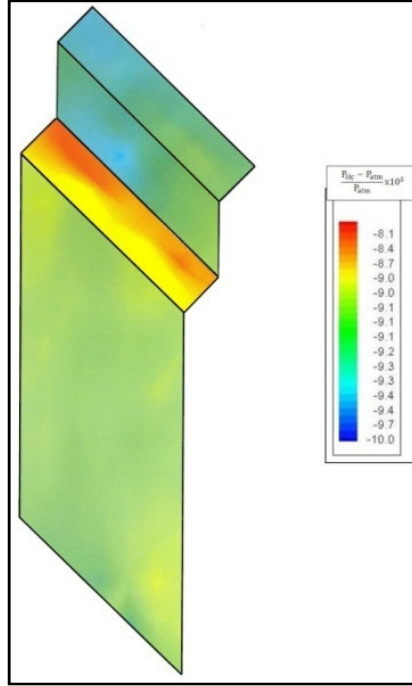
Şekil 3.11'de gösterilen basınç prizlerinden 3 farklı Reynolds sayısı için basınç ölçümü yapılmıştır. Bu üç farklı hız için de elde edilen değerler birbirinden çok farklı değildir. Bu sebepten daha hassas bir membran kullanarak ölçümleri yapmak daha doğru bir yaklaşım olacaktır. Fakat böyle bir durumda da ölçüm sistemi dış ortamdan gelecek etkilere karşı oldukça hassas bir hale gelecektir. Yapılan basınç ölçümünün sonuç değerleri Çizelge 3.3'de gösterilmektedir.

**Çizelge 3.3 : Basınç prizlerinden ölçülen basınç değerleri.**

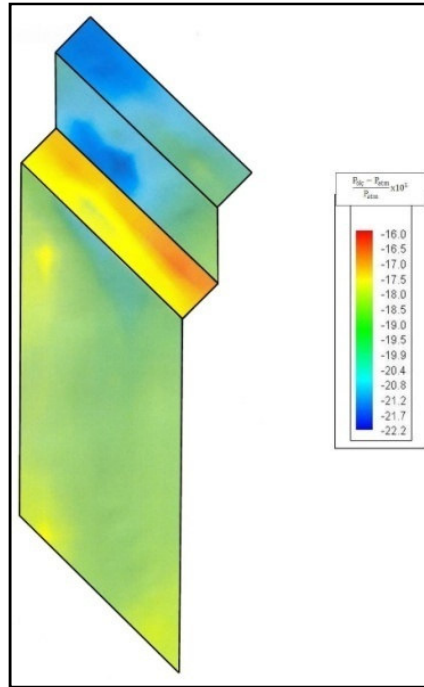
Basınç Prizi No:	Basınç [Pa] (Re=8546)	Basınç [Pa] (Re=16269)	Basınç [Pa] (Re=28533)	Basınç Prizi No:	Basınç [Pa] (Re=8546)	Basınç [Pa] (Re=16269)	Basınç [Pa] (Re=28533)
1	8,21	16,95	31,17	42	8,63	17,62	31,65
2	8,35	17,24	31,53	43	8,98	19,23	35,23
3	8,24	17,20	31,97	44	8,93	19,78	36,80
4	8,49	17,74	33,24	45	8,88	19,09	35,33
5	8,67	18,03	31,96	46	8,74	18,47	33,91
6	8,76	18,59	33,76	47	8,72	18,04	32,76
7	8,92	19,10	35,31	48	8,82	18,91	34,64
8	8,96	19,60	36,50	49	8,90	19,20	35,57
9	8,32	17,03	31,38	50	8,84	18,92	34,91
10	8,37	17,62	32,67	51	8,78	18,44	34,08
11	9,16	20,20	38,38	52	8,76	18,24	33,20
12	9,10	20,44	38,83	53	8,74	18,49	33,81
13	9,43	21,46	41,51	54	8,86	18,92	34,88
14	9,41	21,47	41,65	55	8,80	18,89	34,82
15	9,31	21,20	41,11	56	8,85	18,73	34,26
16	9,28	21,12	40,43	57	8,83	18,26	33,80
17	8,32	16,85	30,41	58	8,76	18,44	33,78
18	8,47	17,28	31,84	59	8,82	18,66	34,54
19	9,60	22,14	40,48	60	8,81	18,72	34,60
20	9,24	20,22	38,51	61	8,79	18,44	34,05
21	9,25	20,84	39,80	62	8,72	18,33	33,52
22	9,16	20,38	38,70	63	8,74	18,41	33,57
23	8,24	16,65	29,77	64	8,82	18,51	34,07
24	8,41	17,22	31,18	65	8,84	18,57	34,41
25	9,38	21,39	41,32	66	8,80	18,40	33,71
26	9,26	20,57	38,98	67	8,80	18,13	32,94
27	9,17	20,36	38,92	68	8,77	18,31	33,47
28	9,02	19,73	36,90	69	8,76	18,46	34,03
29	9,18	20,07	37,32	70	8,79	18,55	34,08
30	9,03	19,68	36,48	71	8,72	18,18	33,48
31	9,13	19,89	37,76	72	8,70	17,76	31,99
32	8,95	19,26	35,59	73	8,72	18,23	33,10
35	9,15	20,17	37,23	74	8,79	18,34	33,40
36	9,22	20,73	39,37	75	8,80	18,38	33,91
37	8,76	18,76	33,85	76	8,72	18,32	33,60
39	9,02	19,74	36,78	78	8,66	17,89	32,32
40	9,09	20,04	37,60	79	8,78	18,05	32,79
41	8,77	18,67	34,17				

Basınç prizlerinden ölçülen basınç değerleri için basınç dağılımlarını göstermek amacıyla eş basınç eğrileri çizilmiştir. Bu eğriler çizilirken basınç prizleri oluşturulurken olabildiğince sıkı bir ağ oluşturulmasına gayret edilmesine rağmen çözünürlük problemi ile karşılaşmış ve eğriler tam manasıyla basınç dağılımını yeterli çözünürlükte ifade edememiştir. Bu durumu önlemek için daha fazla sayıda basınç prizinin kullanılması öngörülebilir, fakat böyle bir durumda da yüzeyin

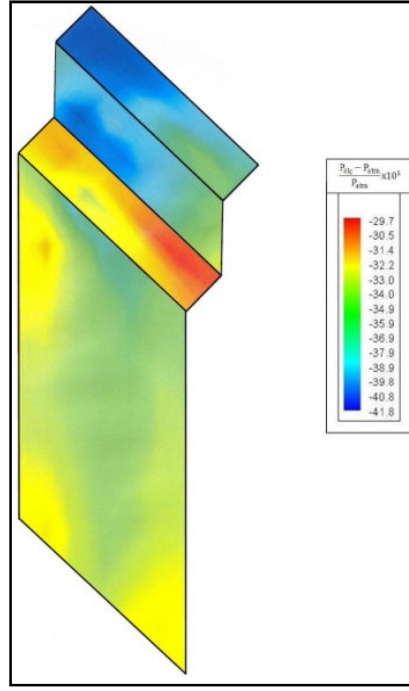
düzgün bir satıh olmaktan çıkması ihtimali gözardı edilmemelidir. Bu sebeplerden mevcut ölçüm sisteminin çözünürlük açısından yeterli olduğu düşünülmektedir. Çizilen eğriler  $Re= 8546$  için Şekil 3.12’de,  $Re= 16269$  için Şekil 3.13’de,  $Re= 28533$  için Şekil 3.14’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 13 :  $Re=8546$  için basınç dağılımı.



Şekil 3. 14 :  $Re=16269$  için basınç dağılımı.



**Şekil 3. 15 : Re=28533 için basınç dağılımı.**

Basınç ölçmeleri sonucunda elde edilen basınç dağılımları toplam ve statik basınç farklılıklarını ayırt edemeyen bir şekilde basınç prizlerinin yerleştirilmiş olmasından dolayı gerçek bir basınç dağılımını gösterememektedir.

### 3.2.3 Sıcaklık ölçümleri

Deneyle esnasında yapılan sıcaklık ölçümleri, iki gruba ayrılmaktadır. Bunlardan birincisi, ısıtıcılar tarafından kanala verilen ısının ne kadarının kanal dışına kayıp olarak çıktığını, yani hesaplama katılmaması gerektiği tespit etmeye yöneliktir. İkincisi ise kanal içinde yersel olarak ısı taşınım katsayısını tespit etmeye yönelik olarak yapılan ve sıvı kristal plakalarının kullanıldığı ölçümlerdir.

#### 3.2.3.1 Isı kaybı hesabı

Kanalın iç yüzeylerinden eşit miktarda ısı akışı olabilmesi için kullanılan rezistansları eşdeğer hale getirdiğimizi belirtmiştik. Deneyle gerçekleştirdiğimiz türbülatorü ve onu takip eden ara bölgeyi iki farklı doğru akım güç kaynağı ile besledik. Türbülatorü üzerinde üç yüzeyde üç farklı rezistans olduğundan, bu rezistansların kanal içindeki yüzeylerinden eşit miktarda ısı akışının iç yüzeye aktarılması için gerekli akımı taşıması amacıyla ek dirençlerle ayarlanmışlardır. Yüzey alanları da dikkate alındıktan sonra Şekil 3.11'de'ki isimlendirmeye göre 1 yüzeyindeki ısıtıcının direnci  $58,1\Omega$ , 2 yüzeyindeki ısıtıcının direnci  $17,6\Omega$ , 3

yüzeyindeki ısıtıcının direnci  $13,9\Omega$ , 4 yüzeyindeki ısıtıcının diirenci  $17,7\Omega$  olarak tespit edilmiştir.

Yüzeye verilen ısıнын yüzey alanına bölünmesi ile ısı akısı bulunmuştur, bu denklem (3.3)'de görülmektedir.

$$q = \frac{Q}{A} \quad (3.3)$$

Yüzeydeki ısı akısı Denklem (3.4)'e göre hesaplanmıştır.

$$q_i = \frac{I_i^2 x R_i}{A_i} \quad (3.4)$$

Yukarıdaki formüle göre hesaplanmış ısı akısının, 3 farklı Reynolds değeri için yapılan toplam 21 deney için değerleri çizelge 3.4'de verilmiştir. Denklem (3.4)'de (*i*) indisi ile ifade edilen farklı Reynolds sayıları için, farklı gerilimlerle tekrar edilen deneylerdir.

**Çizelge 3. 4 :** Yüzeye verilen ısı akısı değerleri.

Deney No:	$q[w/m^2]$ (Re=8546)	$q[w/m^2]$ (Re=16269)	$q[w/m^2]$ (Re=28533)
1	337.56	460.335	563.14
2	302.56	411.32	516.54
3	275.13	381.14	475.15
4	255.99	359.48	447.82
5	236.79	330.41	465.59
6	236.79	294.95	435.48
7	226.37	276.75	384.01

Yüzeye verilen ısı akısı değerleri hesaplandıktan sonra bunun ne kadarının iç yüzeyden taşınım sonucu akışkana aktarıldığının hesaplanması amacıyla kanal dışına iletim ve ışınım yoluyla olan kayıplar hesaplanmıştır. Bunun için her bir deneyde alınan sıcaklık değerleriyle ayrı ayrı hesap yapılmıştır. Bu yapılırken sistemin sürekli rejime girmesi her ölçüm için beklenmiştir. Bu bekleme süresi genellikle üç saat olarak gerçekleşmiştir. Daha kısa sürede sürekli rejime geçiş gerçekleşmemiştir. Buna örnek olması için Re=16269 1 numaralı deneyin sürekli rejime girme süreci Ek D.1'de gösterilmiştir. Deneylerde iletimle olan ısı kaybı için daha önce belirtilen noktalarda alınan sıcaklık değerleri çizelgede verilmiştir.



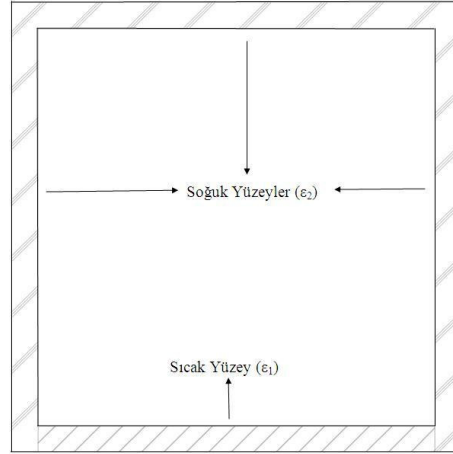
**Çizelge 3. 5 : Kayıp hesabı için ölçülen sıcaklıklar**

Re	Den. No:	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>12</sub>	T <sub>13</sub>	T <sub>14</sub>	T <sub>15</sub>	T <sub>16</sub>	T <sub>17</sub>	T <sub>18</sub>	T <sub>19</sub>	T <sub>20</sub>
8546	1	40.3	27.9	47.0	27.8	48.5	28.2	40.8	27.3	29.7	25.9	29.3	25.8
8546	2	39.0	27.8	45.0	27.2	46.3	27.8	39.4	27.1	29.0	25.6	28.6	25.4
8546	3	37.4	27.3	42.9	27.0	44.1	27.6	37.8	26.8	28.1	25.2	27.8	25.2
8546	4	36.3	27.1	41.4	26.7	42.6	27.4	36.7	26.7	27.7	25.0	27.4	25.2
8546	5	34.9	26.8	39.7	26.2	40.7	26.8	35.3	26.2	27.3	25.0	27.0	24.9
8546	6	33.8	25.6	38.4	25.3	39.6	25.8	34.2	25.2	26.4	24.0	26.1	24.0
8546	7	33.8	25.7	38.3	25.3	39.3	25.8	34.1	25.2	26.3	23.9	26.0	24.0
16269	1	39.6	26.9	48.7	27.4	50.5	27.8	40.8	26.5	28.4	25.1	27.4	25.0
16269	2	39.6	27.8	47.5	27.5	49.3	27.9	40.6	27.1	29.0	25.6	27.9	25.2
16269	3	38.5	27.7	45.8	27.3	47.4	27.8	39.4	27.0	28.4	25.5	27.4	25.3
16269	4	37.7	27.5	44.6	27.4	46.1	28.0	38.5	27.0	28.1	25.5	27.1	25.3
16269	5	36.4	26.8	42.9	26.9	44.3	27.1	37.2	26.3	27.9	25.5	27.1	25.2
16269	6	35.9	27.1	41.9	26.8	43.2	27.0	36.7	26.5	27.8	25.5	27.1	25.1
16269	7	34.6	26.8	40.0	26.4	41.3	26.9	35.3	26.3	27.0	25.0	26.3	24.9
28533	1	40.8	27.3	51.5	27.9	53.8	28.5	42.8	27.2	28.2	24.8	27.0	25.0
28533	2	40.2	27.8	49.8	27.8	52.0	28.3	41.8	27.3	28.5	25.4	27.1	25.1
28533	3	39.0	27.6	47.7	27.3	49.7	27.8	40.4	26.9	28.0	25.1	26.7	24.7
28533	4	37.8	27.2	46.0	26.8	47.9	27.5	39.1	26.6	27.4	24.8	26.1	24.3
28533	5	35.2	24.5	44.1	25.0	46.0	25.6	36.8	24.4	25.1	22.5	23.9	22.7
28533	6	35.4	25.0	43.8	25.2	45.6	25.9	36.9	24.8	25.4	23.0	24.2	23.0
28533	7	33.9	24.8	41.1	24.7	42.7	25.4	35.1	24.5	24.8	22.8	23.8	22.9

Burada ölçülen sıcaklıklardan faydalanılarak, yalıtım malzemesi olarak kullanılan, ticari adı xps olan extrüde polistren için ısı iletim katsayısı ( $k_y$ )  $0,03 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  alınarak [10] , Denklem (3.5)'e göre iletimle olan ısı kayıpları hesaplanmıştır.

$$Q_{ilk} = k_y l (T_a - T_b) \quad (3.5)$$

İletimle olan ısı kayıpları hesaplandıktan sonra, ışınlama ile olan ısı kayıplarını hesaplanmıştır. Bu yapılırken kanalın ısıtılan tabanıyla pleksiglastan yapılmış olan diğer üç yüzeyi arasındaki ısı ışınlama hesaplanmıştır. Isıtılan yüzey ve diğer üç yüzey Şekil 3.15'te gösterilmektedir. Isıtıcı yüzey daha önceki kısımlardada ifade edildiği gibi kanal tabanı ve 6 numaralı türbülátördür. Türbülátör üzerinden diğer yüzeylere olan ışınlama ısı geçişi için ifadelerde ayrıntıları azaltmak amacı ile bir takım basitleştirmeler yapılmıştır. Emisivite değerleri literatürde pleksiglast için bir değer bulamadığından oldukça yakın değerler verecek malzemeler seçilerek sonuçların gerçeğe yakın çıkması sağlanmaya çalışılmış ve sonuçların makul bir çerçevede olduğu görülmüştür.



**Şekil 3. 16 :** Isı ışıınımı için sıcak ve soğuk yüzeyler.

Isı ışıınımı hesaplarında birbirine dik yüzeylerin şekil faktörü  $A_1=0,07$ , paralel yüzeylerin şekil faktörü  $A_2= 0,28$  alınmıştır [10]. Stefan Boltzman sabiti,  $\sigma=5,67 \times 10^{-8}$  ve sıcak ve soğuk yüzeyler için emisivite değerleri sırasıyla  $\epsilon_1=0,8$  ,  $\epsilon_2=0,2$  alınmıştır. Denklem (3.6) kullanılarak toplam ışıınımla ısı kaybı bulunmuştur [10].

$$Q_{i\dot{s},k} = (2[\epsilon_1 \epsilon_2 \sigma A_1 (T_{si}^4 - T_{so1}^4)] + \epsilon_1 \epsilon_2 \sigma A_2 (T_{si}^4 - T_{so2}^4)) A_T \quad (3.6)$$

Daha sonra iletim ve ışıınım yoluyla olan kayıpların, Denklem (3.7)'de gösterildiği gibi verilen ısıdan çıkarılmasıyla ısıtıcı yüzeylerden kanal içinden geçen havaya taşınım yoluya verilen ısı elde edilmiştir.

$$Q_t = Q_g - Q_{il,k} - Q_{i\dot{s},k} \quad (3.7)$$

Bu hesaplamalar her bir deney için yapıldıktan sonra elde edilen tüm ısı enerjisi değerleri, Denklem (3.3)'e uygun olarak ısı akısına çevrilmiş ve sonuçlar Çizelge 3.6'da gösterilmiştir. Görüldüğü üzere kayıp olarak hesaplana ısı miktarı verilen toplam ısıının yaklaşık olarak %4'ü ile %6'sı arasındadır. Bu değerler iyi bir yalıtım sağlandığını gösteren değerlerdir. Bununla birlikte kanal içinden hava akışı olmaması durumunda yine kayıp miktarını tespit etmek için ölçümler yapılmış. Bu durumda kayıp miktarının %10'un üzerine çıktığı görülmüştür. Bu, kayıp miktarındaki azalmanın kanal içinden akan akışkan tarafından emilen ısı miktarının da etkisi olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte deneylerin yapıldığı kanalda daha az kayıpla deneyler yapabilmek için daha büyük reynolds sayılarına çıkılması gerektiği görülmüştür.

**Çizelge 3. 6 : Deneysel verilerde verilen güç ve kayıplar.**

Re-Deney Numarası	$Q_g$	$Q_{il.k}$	$Q_{ış.k}$	$Q_t$	$q_t$
8546-1	26.32	1.13	0.33	24.87	318.93
8546-2	23.59	1.03	0.34	22.23	285.06
8546-3	21.45	0.91	0.34	20.21	259.14
8546-4	19.96	0.98	0.33	18.65	239.22
8546-5	18.47	0.90	0.32	17.25	221.20
8546-6	18.47	0.89	0.33	17.25	221.21
8546-7	17.65	0.87	0.32	16.46	211.13
16269-1	35.90	1.16	0.37	34.36	440.64
16269-2	32.08	1.11	0.34	30.62	392.63
16269-3	29.72	1.01	0.34	28.37	363.82
16269-4	28.03	0.93	0.33	26.77	343.33
16269-5	25.77	0.89	0.30	24.58	315.18
16269-6	23.00	0.84	0.29	21.87	280.48
16269-7	21.58	0.73	0.30	20.55	263.55
28533-1	43.91	1.26	0.39	42.26	542.01
28533-2	40.28	1.18	0.36	38.74	496.87
28533-3	37.05	1.09	0.36	35.60	456.52
28533-4	34.92	1.02	0.36	33.54	430.20
28533-5	36.31	0.99	0.41	34.91	447.67
28533-6	33.96	0.97	0.38	32.61	418.21
28533-7	29.94	0.84	0.38	28.73	368.40

Çizelge 3.6’da görülen  $q_t$  değeri kanalın içinde hareket eden havaya kanal tarafından geçen ısı akısını ifade etmektedir.

### 3.2.3.2 Kanal içinde ısı taşınım katsayısının tespiti

Kanalımızın ısıtılan yüzeylerinden olan ısı transferi için ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Bu hesaplamada, bir önceki bölümde bulunan;  $q_t$  ısı akısı miktarı, kanal içinde beş farklı noktada sıcaklık ölçümü yapılarak bulunan ve kanal içerisinden geçen havanın sıcaklığını gösteren  $T_b$ , sıvı kristal plakaların gösterdiği belirli bir renge karşılık gelen sıcaklık değeri  $T_w$  kullanılarak ısı taşınım katsayısı için Denklem (3.8)’de verilen ifadeye göre  $h$  değerleri bulunmuştur.

$$h = \frac{q_t}{(T_w - T_{bu})} \quad (3.8)$$

Sıvı kristal kaplanmış ısıtıcı yüzeylerin görüntülenmesi Sony DSC-W35 kamera ile yapılmıştır, kanalın yansıma problemi ve geometrik özellikleri sebebiyle, çekimlerin

hepsi belirli bir açıda yapılmıştır, bu açılar 30° ve 45°'dir. Bu şekilde açılı bir çekimi yapma zorunluğunun sebebi açıklanmak istenirse, şunlar söylenebilir. Kanala dik ölçüm yapılmak istendiğinde ölçüm bölgesinde kanal malzemesi pleksiglas olduğundan yansıma problemi olmaktadır. Bununla birlikte bazı yüzeyler kanalın uzanış yönüne dik olduğundan ve kanalın içine girebilecek uygun bir kamera bulunamadığından ve bunu gerçekleştirmek akışı bozmadan mümkün olmadığından açılı çekim yapmak zorunda kalınmıştır. Açılı fotoğraf çekimi yapılmasının sebep olacağı olumsuzlukların önüne tam olarak geçilebilmesi açısından, kalibrasyon da açılı olarak çekilen fotoğraflarla yapılmıştır. Fotoğraf çekimi için özel bir ayak sistemi oluşturulmuştur, böylece tüm fotoğraflar aynı noktadan, aynı açı ile çekilmiştir. Ek C'de verilen sıvı kristal kalibrasyonu sonucunda elde edilen  $T_w$  değerleri kullanılarak ısı taşınım katsayısı (h) değerleri hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 3.7'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3. 7 : Isı taşınım katsayısı değerleri.**

$q_t$ [W/m <sup>2</sup> ]	$T_{w(30^\circ)}$ [°C]	$T_{w(45^\circ)}$ [°C]	$T_{bu}$ [°C]	$h_{(30^\circ)}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{(45^\circ)}$ [W/m <sup>2</sup> K]
318.93	35.92	36.06	25.26	30.75	30.33
285.06	35.92	36.06	24.42	25.43	25.10
259.14	35.92	36.06	24.04	22.28	22.01
239.22	35.92	36.06	23.98	20.52	20.27
221.20	35.92	36.06	23.85	18.73	18.50
221.21	35.92	36.06	22.90	17.33	17.13
211.13	35.92	36.06	22.81	16.41	16.23
440.64	35.92	36.06	24.38	38.95	38.46
392.63	35.92	36.06	24.56	35.21	34.76
363.82	35.92	36.06	24.25	31.79	31.39
343.33	35.92	36.06	24.23	29.86	29.48
315.18	35.92	36.06	24.71	28.54	28.17
280.48	35.92	36.06	24.49	24.90	24.58
263.55	35.92	36.06	23.76	21.97	21.71
542.01	35.92	36.06	23.70	45.25	44.71
496.87	35.92	36.06	24.31	43.65	43.10
456.52	35.92	36.06	23.77	38.01	37.55
430.20	35.92	36.06	23.41	34.78	34.37
447.67	35.92	36.06	21.33	30.90	30.60
418.21	35.92	36.06	21.57	29.49	29.20
368.40	35.92	36.06	21.35	25.54	25.29

Isı taşınım katsayısı değerleri bulunduktan sonra bu değerler kullanılarak yüzeydeki taşınım ile olan ısı geçişi miktarının bir ölçüsünü veren Nu sayısı değerleri Denklem 3.9'a göre hesaplanmıştır, Nusselt sayısı genel manada yüzeyde ısı transferinin ne kadar iyileştiğine ilişkin bilgi vermektedir.

$$Nu = \frac{hD}{k_h} \quad (3.9)$$

Denklem 3.9'da yapılan hesaplarda; D kanalın hidrolik çapını,  $k_h$  ise havanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir ve hava için ısı iletim katsayısı değeri  $k_h=0,026\text{W/m.K}$  alınmıştır. Bu şekilde Nu sayıları türbülantörli kanal için tespit edilmiştir. Bu değerlerin türbülantör yerleştirilmemiş düz kanalla kıyaslanması için,  $Nu_0$  sayıları Dittus-Boelter korelasyonu yardımıyla bulunmuştur. Burada Dittus Boelter korelasyonunun kullanılmasının sebebi, bu tip çalışmalarda en sık kullanılan bağıntı olmasıdır, bu korelasyon dışındaki korelasyonlar da yaklaşık sonuçlar vermektedir. Bir bağıntı kullanmak yerine boş bir kanalda Nu sayısının değerlerini tespit etmenin sonuçlara olumlu etki edeceği de gözönünden kaçırılmaması gereken önemli bir noktadır. Bu sebepten boş bir kanalda  $Nu_0$  sayısının elde edilmesi için ileriki çalışmalarda bir takım deneyler yapılması düşünülmektedir. Bu korelasyon Denklem (3.10)'da verilmiştir.

$$Nu_0 = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (3.10)$$

Dittus Boelter korelasyonunu kullanabilmek için gerekli olan tam gelişmiş akış şartı sağlanmaktadır. Kanal içinden geçen akışkan hava için Prandtl sayısı  $Pr=0,7$  kabul edilmiştir. Hava için Prandtl sayısı sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir, fakat deneyler oda sıcaklığında yapıldığından ve Prandtl sayısı bu aralıklarda sabit değerden fazlaca sapma göstermediğinden sabit olarak kullanılmıştır. Deneyler sonucu bulunan Nu sayıları ve Dittus Boelter korelasyonundan bulunan  $Nu_0$  sayıları oranlanarak türbülantör eklenmiş kanalın Soğutma Etkenli Katsayısı (SEK) bulunmuştur. SEK'in ifadesi Denklem 3.11'de gösterilmektedir.

$$SEK = \frac{Nu}{Nu_0} \quad (3.11)$$

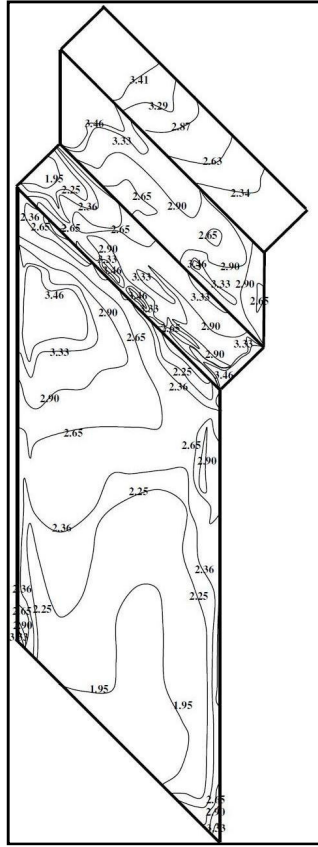
Her bir Reynolds sayısı değeri için 7 farklı ısı akışı verilerek bulunan SEK değerleri, 30°'lik ve 45°'lik açılarla çekilen fotoğraflar için Çizelge 3.8'de gösterilmektedir.

**Çizelge 3. 8 : Soğutma etkenliği katsayısı değerleri**

Re-Deney Numarası	Nu <sub>0</sub>	Nu (30°)	SEK Nu/Nu <sub>0</sub> (30°)	Nu (45°)	SEK Nu/Nu <sub>0</sub> (45°)
8546-1	28.791	177.403	6.36	174.957	6.28
8546-2	28.791	146.686	5.09	144.813	5.03
8546-3	28.791	128.541	4.46	126.959	4.41
8546-4	28.791	118.380	4.11	116.926	4.06
8546-5	28.791	108.068	3.75	106.757	3.71
8546-6	28.791	99.967	3.47	98.845	3.43
8546-7	28.791	94.696	3.29	93.640	3.25
16269-1	48.187	224.734	4.66	221.890	4.60
16269-2	48.187	203.124	4.22	200.517	4.16
16269-3	48.187	183.376	3.81	181.082	3.76
16269-4	48.187	172.250	3.57	170.105	3.53
16269-5	48.187	164.649	3.42	162.516	3.37
16269-6	48.187	143.652	2.98	141.827	2.94
16269-7	48.187	126.763	2.63	125.249	2.60
28533-1	75.530	261.041	3.46	257.919	3.41
28533-2	75.530	251.846	3.33	248.678	3.29
28533-3	75.530	219.262	2.90	216.647	2.87
28533-4	75.530	200.635	2.66	198.311	2.63
28533-5	75.530	178.298	2.36	176.530	2.34
28533-6	75.530	170.156	2.25	168.434	2.23
28533-7	75.530	147.353	1.95	145.886	1.93

Bulunan SEK değerleri EK C.1’de verilen kalibrasyona uygun olarak, işlenmiş ve yüzeylerdeki SEK dağılımları Re= 8546 için Şekil 3.16’da, Re=16269 için Şekil 3.17’de, Re=28533 için Şekil 3.18’de gösterilmiştir. Bu şekiller için öncelikle belirtilmesi gereken nokta, ısıtıcı kenarlarında yüksek ısı taşınım katsayısı gradyeninin temel sebebinin kenarlara olan ısı kaybı olduğudur. Bu sebepten şekillerde gösterilen eğrilerin ısıtıcının kenarlara çok yakın olan kısımlarını dikkate almamak gerekmektedir. Özellikle ara bölgedeki eğriler ikincil akışlar için oldukça belirleyici sonuçlar vermektedir. Türbülator arkasında oluşan ikincil akışın vurduğu nokta ısı taşınım katsayısının en yüksek olduğu noktadır. Öte yandan bu nokta etrafındaki diğer eğriler, ikincil akışın ana akış tarafından nasıl etkilendiğini de göstermektedir. İki türbülator arasında kalan bölgede ilerlendikçe ikincil akış soğutucu etkisini kaybetmektedir, bunun sebebi ana akışın ikincil akışa etkisidir.





Şekil 3.19 : Re= 28533 için eş SEK eğrileri.

### 3.2.4 Kütle transferi ölçümleri

Kütle transferi ölçümlerinde plakalar kanal içine yerleştirilmeden önce tartılmış, tartım işlemi sırasında ve fan çalıştırılana kadar geçen sürede doğal taşınım ile olan kütle transferini tespit etmek için bir kontrol plakası kullanılmıştır. Böylece plakalardan gerçekleşen kütle transferinin sadece zorlanmış taşınımına bağlı olarak gerçekleşen kısmı dikkate alınmıştır. Geçen süre ve eksilen kütle miktarları dikkate alınarak kütle geçiş katsayısı Denklem 3.12 yardımıyla bulunmuştur [18].

$$K = \frac{\Delta m_s}{\Delta t_s A_p (\rho_s - \rho_b)} \quad (3.12)$$

Ortam havasındaki naftalin yoğunluğu deneyin yapıldığı ortam oldukça büyük ve iyi havalandırılmış olduğundan ortamdaki naftalin yoğunluğu gözardı edilmiştir. Kütle transferinin gerçekleştiği yüzeydeki naftalin yoğunluğu ise Denklem 3.13 yardımıyla hesaplanmıştır ve difüzyon katsayısı Denklem 3.14 yardımıyla bulunmuştur. [18].

$$\rho_s = \frac{10^{(11,884 - 6713/T)}}{R_N T} \quad (3.13)$$



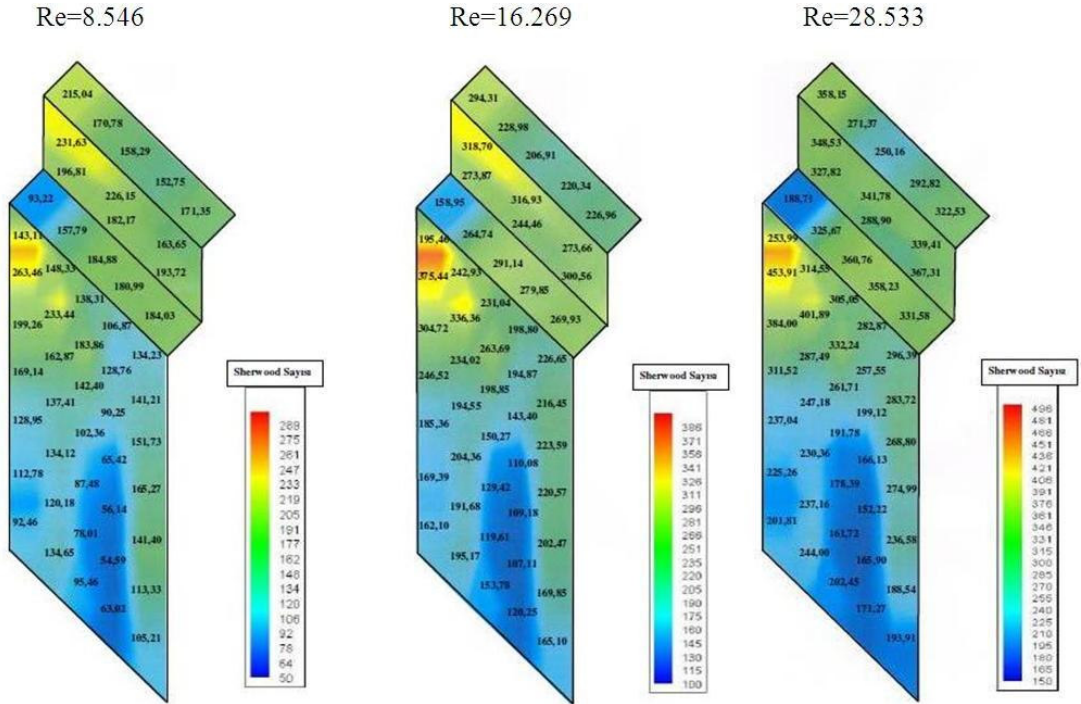
$$Df = \frac{V}{Sc} \quad (3.14)$$

Difüzyon katsayısı hesaplanırken, momentum ve kütle yayılım katsayılarının oranını gösteren Schmidt sayısı hava için sabit bir değer ( $Sc=2,5$ ) alınmıştır.

Her bir plaka için gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra, her plaka için Sherwood sayıları Denklem 3.15 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$Sh = \frac{KD}{Df} \quad (3.15)$$

Yüzeydeki boyutsuz derişiklik gradyanını ifade eden yani yüzeydeki kütle geçişinin bir ölçüsünü veren Sherwood sayısının 3 farklı Reynolds sayısı için değişimi Şekil 3.20’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 20 : Farklı Reynolds’lar için ölçüm yüzeylerinde sherwood dağılımları

Bu noktadan sonra yüzeydeki sıcaklık ve derişiklik gradyanlarının arasındaki ilişkidenden bir başka deyişle kütle transferi ısı transferi analogisinden yararlanılarak,

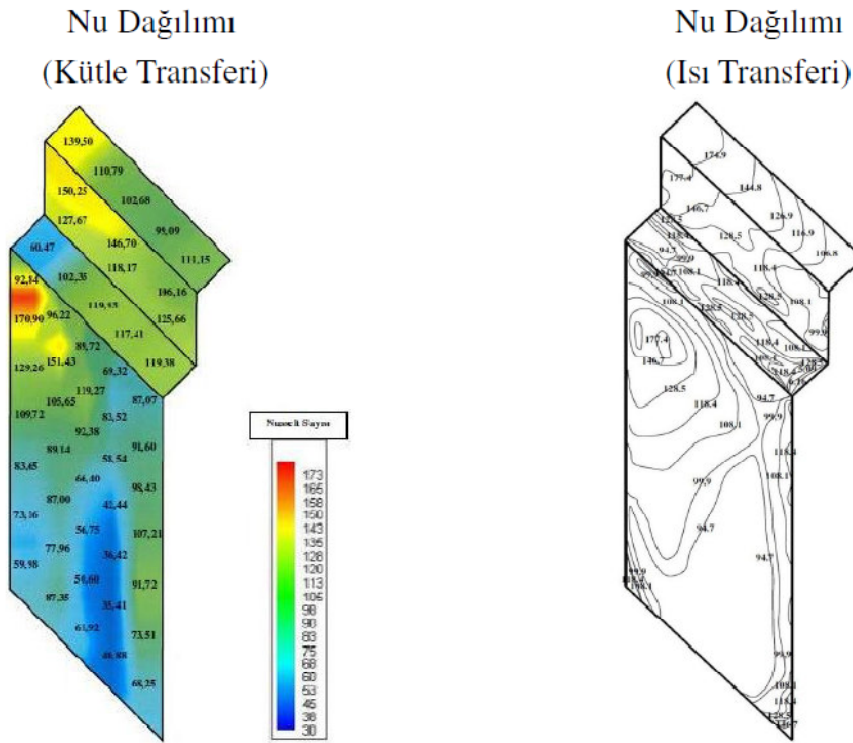
$$Nu = f(x, Re_L, Pr) \quad (3.16)$$

$$Sh = f(x, Re_L, Sc) \quad (3.17)$$

Kütle transferi ölçümleri ve hesaplamalar sonucunda yüzeydeki Nusselt dağılımını bulmak için Denklem 3.18 kullanılmıştır.

$$Nu = \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{0,34} Sh \quad (3.18)$$

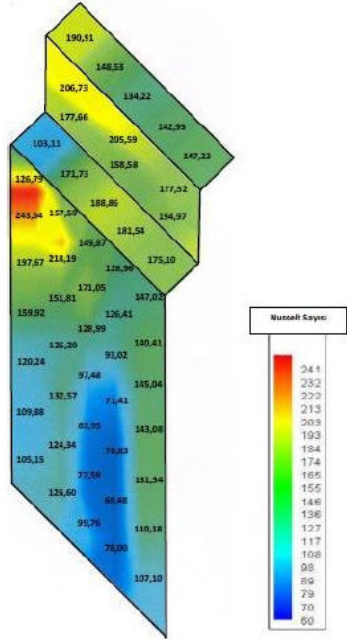
Kütle transferi ve ısı transferi sonucunda elde edilen Nusselt dağılımlarının karşılaştırılması Şekil 3.21, Şekil 3.22 ve Şekil 3.23’de gösterilmiştir.



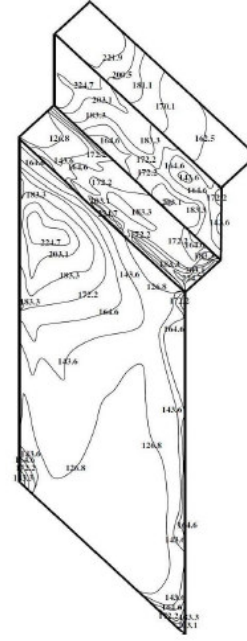
Şekil 3. 21 : Reynolds=8546 için Nu dağılımları

Isı transferi ve kütle transferi deneyleri sonucunda elde edilen sonuçlar birbiriyle oldukça uyumludur. Kütle transferi ile elde edilen Nusselt dağılımının daha doğru olduğu düşünülebilir. Çünkü ısı transferi ile çalışılırken, kayıpları tam olarak kontrol etmek mümkün değildir. Kütle transferinde ise böyle bir problem yoktur. Buna karşın kütle transferinde çözünürlük düşüktür. Bu sorun daha küçük naftalin kaplı plakalar kullanılarak giderilebilir fakat bunun için de daha iyi bir kaplama yönteminin geliştirilmesi gerekmektedir. Ayrıca kaplanmış plakaların her birinin eş yükseklikte olmasını sağlayacak şekilde bir yüzey düzeltme yöntemi de geliştirilebilir. Sıvı naftalinin yerçekimi sebebiyle homojen olmayacak bir şekilde plaka üzerinde donmasına çözüm olacak bir yöntem de geliştirilmelidir.

Nu Dağılımı  
(Kütle Transferi)

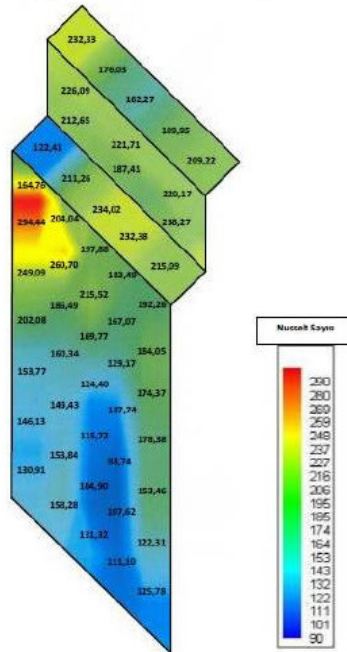


Nu Dağılımı  
(Isı Transferi)

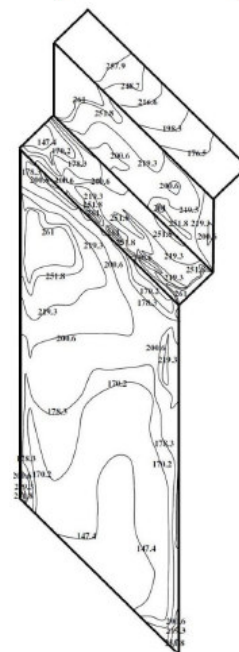


Şekil 3. 22 : Reynolds=16269 için Nu dağılımları

Nu Dağılımı  
(Kütle Transferi)



Nu Dağılımı  
(Isı Transferi)



Şekil 3. 23 : Reynolds=28533 için Nu dağılımları



#### 4. DEĞERLENDİRMELER

Yapılan deneysel çalışmanın sonucunda akışla ilgili olarak sürtünmeye bağlı kayıpların ortalama olarak 11 kat arttığı görülmüştür. Bu da türbülatorlerin sebep olduğu kaybı ortaya koymaktadır.

Isı transferinin iyileştirilmesinden elde edilen sonuçları analiz edersek; Türbülatorün akışın ilk çarptığı tarafındaki Soğutma Etkenliği Katsayısı (SEK) değeri ortalama olarak  $Re = 8500$  için 4,6 ,  $Re = 16200$  için 3,9 ,  $Re = 28500$  için 2,9 bulunmuştur. SEK değeri türbülator üzerinde ise ortalama olarak  $Re = 8500$  için 4,5,  $Re = 16200$  için 3,4,  $Re = 28500$  için 3,0 bulunmuştur. Akışa göre türbülatorün arka tarafında kalan yüzeyde ise SEK değerleri ortalama olarak  $Re = 8500$  için 4,1,  $Re = 16200$  için 3,7,  $Re = 28500$  için 3,1 bulunmuştur. İki Türblator arasında kalan bölgede ise Sek değerleri ortalama olarak  $Re = 8500$  için 3,7,  $Re = 16200$  için 3,2,  $Re = 28500$  için 2,3 bulunmuştur. Bu sonuçlara göre yüksek blokaj oranlı ve ana akışa eğimli türbülator geometrilerinde ısı transferinde sağlanan artışta ikincil akımların önemli rol oynamakta olduğu ortaya çıkmaktadır.

Türbülator üzerindeki ısı transferinin iyileşmesi olayını incelediğimizde ise, türbülatorün akışın ilk olarak bulunduğu tarafında Şekil 3.11'de belirtilen taraflara göre A tarafında yüksek ısı transferi soğuk akışkanın yüzeye çarpmasını ifade etmektedir, B tarafına doğru ilerlediğinde ise soğutma etkenliği azalmaktadır bunun sebebi yüzeye çarpana akışın yüzeyi takip ederek ilerlemesidir. Türbülator üst yüzeyine geldiğimizde ise bu bölge için soğutma etkenliği ile ilgili bir şey söylemek zordur, bu bölgede de bir önceki bölgenin etkileri devam etmektedir. Türbülatorün akışa göre arkada kalan yüzeyinde ise ikincil akışların etkileri açık bir şekilde görülebilmektedir. İkincil akış burada ana akışında etkisiyle yüzeyi arka yüzeyi bir sarmal meydana getirerek geçmektedir. Bu sarmal B tarafına doğru gittikçe çapını genişletmekte ve buna bağlı olarak SEK değerleri küçülmektedir. İki Türbülator arasında kalan yüzey incelendiğinde ise A tarafında türbülator'e yakın bölgede akışın çarpması sonucu yüksek SEK değerleri görülmektedir. Bu etki çevreye yayıldıkça küçülmektedir. Ara bölgenin diğer türbülator'e yakın olan bölgelerinde ise türbülatorün ön yüzünde bahsettiğimiz etkiler sebebiyle SEK değerleri kenarlara

doğru oldukça büyümektedir. 45°lik türbülatör yerleşimi kayıplar açısından fazla kayba sebep olmadığından avantajlı ve ısı tranferini iyileştirme açısından oldukça etkili bulunmuştur. 45°lik türbülatör yerleşimi literatürde görülen ana akışa dik yerleşime göre oldukça avantajlıdır. Bununla birlikte literatür tarandığında türbülatör yüzeylerinde ısı taşınımı ile ilgili çalışmaya rastlanmamıştır, bunun sebebi bu bölgelerde çalışmanın oldukça zor olmasındandır. Oysa soğutma kanallarından türbülatör yerleştirilmesi suretiyle kanal yüzey alanındaki artış %30 mertebelerine varmaktadır. Bu çalışmada türbülatörlerin kanal içindeki soğutmaya katkısı hem hem ısı transferi hem de kütle transferi yöntemiyle bulunmuştur ve sonuçlar birbiyle oldukça uyumludur. Bu bağlamda bundan sonra yapılacak çalışmalarda kütle transferi temeline dayalı analizlerin oldukça mit verici olduğu görülmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Çetinkaya, S.**, 1999: Gaz Türbinleri, s. 217-228 Nobel Yayın Dağıtım, Ankara
- [2] **Çengel, Y.**, 2002: Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, s. 427-435 Literatür Yayıncılık, İstanbul
- [3] **Koç, İ.**, 1994: Gaz Türbini Kanadı Üzerinde İki Boyutlu Sıcaklık Dağılımının Çıkarılması, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [4] **Yahya, S.M.**, 1983: Turbines, Compressors and Fans, Tata McGraw Hill Publishing Company L.T.D. Bangalore, India
- [5] **Bathie, W.W.**, 1984: Fundamentals of Gas Turbines, John Wiley & Sons
- [6] **Koç, İ.**, 2006: Gaz Türbin Kanadı üzerinde Film Soğutmanın Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, İ.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [7] **Han, J.C., Park, J.S. and Lei, C.K.**, 1984: Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters, Sayı.84 ASME
- [8] **Webb, R.L., Eckert, E.R.G. and Golstein, R.J.**, 1971: Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, Int. *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.21 s. 1143-1156
- [9] **Han, J.C., Dutta, S.**, 2001: Recent Development in Turbine Blade Internal Cooling, Heat Transfer in Gas Turbines Systems, Annals of the New York Academy Sciences, Vol. 934, s.162-178
- [10] **DeWitt D.P., Incropera F.P.**, 2000: Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- [11] **Rau, G., Çakan, M., Moeller, D., and Arts, T.**, 1998: The Effect of Periodic Ribs on the Local Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Straight Cooling Channel, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, s. 368-375
- [12] **Chanteloup, D., Juaneda, Y., Stephens, M.A., Chyu, M.K. and Civinski, K.C.**, 1998: Flow and Heat Transfer in a Ribbed U-Duct under Typical Engine Conditions, Paper No. 98-Gt-213, IGTI Turbo Expo, Stockholm
- [13] **Chyu, M.K. and Natarajan, V.**, 1995: Surface Heat Transfer from a Three-Pass Blade Cooling Passage Simulator, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, s. 650-656
- [14] **Taslim, M.E., Li, T., and Kercher, D.M.**, 1996: Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-shaped, and Discrete Ribs on Two Opposite Walls, *Journal of Turbomachinery*, Vol.118, s.20-28
- [15] **Taslim, M.E. and Spring, S.D.**, 1998: Experimental Heat Transfer and Friction Factors in Turbulated Cooling Passages of Different Aspect Ratios Where Turbulators are Staggered, AIAA Paper No. 98-GT-515 Turbo Expo, Stockholm
- [16] **Eren, H., Çelik, N., Bilen, K.**, 2001: Sıvı Kristal Tekniğinin Isı Transferi Uygulamalarında kullanılması, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, cilt. 16 no. 2 pp. 43-50

**[17] Bilen, K., Bakırcı K. and Yavuz T.,** 2000: Dönerek Çarpan Jetin Isı Transfer Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi, 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sakarya, pp.538-543

**[18] Schmidt, R.R.,** 2001: Use of Naphthalene Sublimation Technique for Obtaining Accurate Heat Transfer Coefficients in Electronic Cooling Applications, Electronic Cooling, *Journal of Electronic Cooling*, Vol.7, s. 20-28



**EKLER:**

**EK A :** Hız Ölçer Kalibrasyonu

**EK B :** Basınç Ölçer Kalibrasyonu

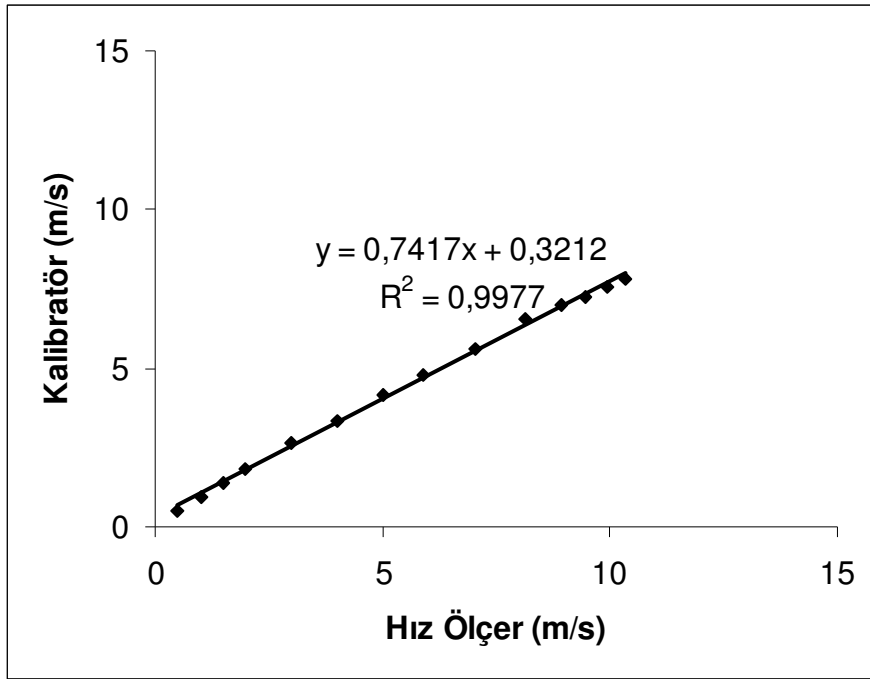
**EK C :** Sıvı Kristal Kalibrasyonu

**EK D :** Sistemin Isıl Olarak Rejime Giriş Süreci İçin Örnek

**EK E :** Belirsizlik Analizi

## EK A : Hız Ölçer Kalibrasyonu

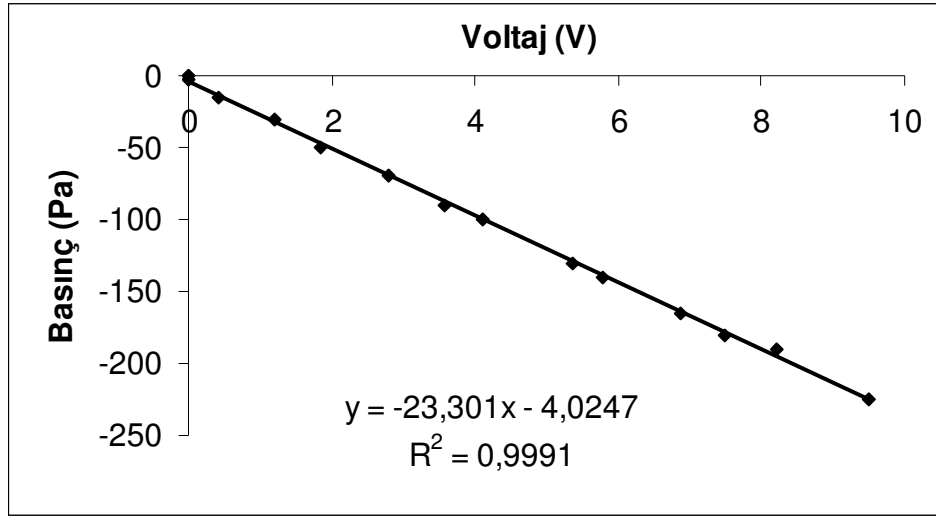
Deneyler esnasındaki hız ölçümleri Testo 400 çok fonksiyonlu ölçüm cihazı ve Hot Bulb probunun kullanılması ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihazın ve probun doğruluğunu artırabilmek için bilinen hız değerleri sağlayan bir sistemde kalibrasyon yapılmıştır. Deneyler sırasında cihaz ekranında okunan hız verileri kalibrasyon sonucu elde edilen eğri ve bağıntı kullanılarak değiştirilmiştir. Kalibrasyon sonuçlarına göre uydurulan eğri ve denklemi Şekil A.1’de gösterilmektedir.



Şekil A.1 : Hız ölçer kalibrasyon eğrisi.

## EK B : Basınç Ölçer Kalibrasyonu

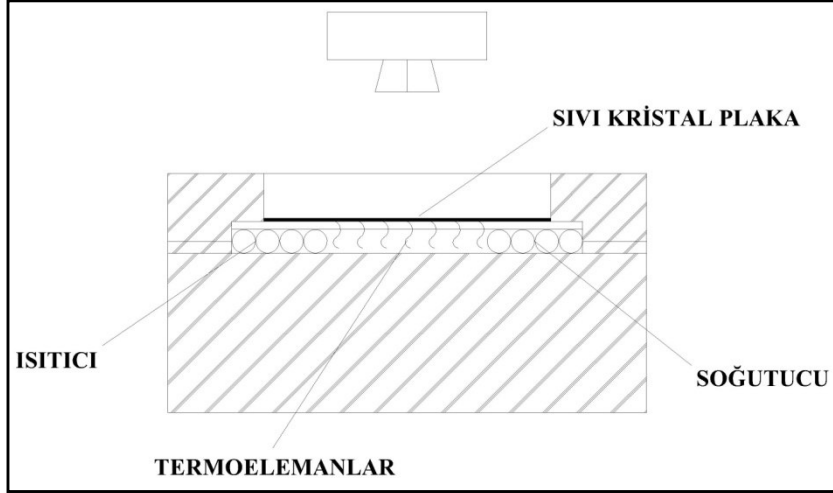
Kanal içindeki basınç ölçümlerinde Validyne basınç ölçer kullanılmıştır. Bu basınç ölçer bir membranın iki yüzeyine etki eden basınç farkına karşı bir voltaj değeri gösterdiği tiptedir, yani etkin basınca karşılık gelen değerlerin okunmasında kullanılmaktadır. Bu yapısal sebepten dolayı basınç ölçerin bilinen basınç değerleri karşısında gösterdiği voltaj değişimiyle, bilinen basınç değerleri arasındaki bağıntının çıkarılması gerekmektedir. Basınç ölçerin ürettiği veriler Keithley 2700 multimetre yardımıyla okunmuş ve böylelikle voltaj olarak elde edilen değerin, karşılık geldiği basınç değeri elde edilmiştir. Kalibrasyon işlemi sonucunda uydurulan eğri ve denklemi aşağıdaki Şekil B.1’de gösterilmiştir.



Şekil B.1 : Basınç ölçer kalibrasyon eğrisi.

## EK C : Sıvı Kristal Kalibrasyonu

Deneylerde kullanılan sıvı kristal plakalarının kalibrasyonu Şekil C.1’de şematik olarak gösterilen düzeneğe yapılmıştır.



**Şekil C.1:** Sıvı kristal kalibrasyon düzeneği.

Bu düzeneğe bir tarafına sıvı kristal plakamızı yapıştırdığımız levha, diğer yüzünden bir ucundan ısıtılırken diğer ucundan soğutulmaktadır. Bu şekilde levha üzerinde doğrusal bir sıcaklık gradyeni elde edilmektedir. Bir tarafında sıvı kristalin yapıştırılmış olduğu levhanın diğer tarafında termoelemanlar eşit aralıklarla dizilmişlerdir. Bu sebepten levha malzemesi olarak ısı iletim katsayısı oldukça yüksek olan alüminyum malzeme kullanılmış ve levha oldukça ince tutulmuştur. Levha üzerinde sıcaklık dağılımı termoelemanlar aracılığıyla belirlenmiştir.

Sıvı kristal plakalarının kalibrasyonu hem 30°'lik hem de 45°'lik açılar için yapılmıştır. Çekilen fotoğraflar kırmızı rengi beyaz renge çeviren bir filtreden geçirilerek, kırmızı rengin ifade ettiği sıcaklık tespit edilmiştir.

30°'lik açı ile yapılan çekimlerde kırmızı renk:

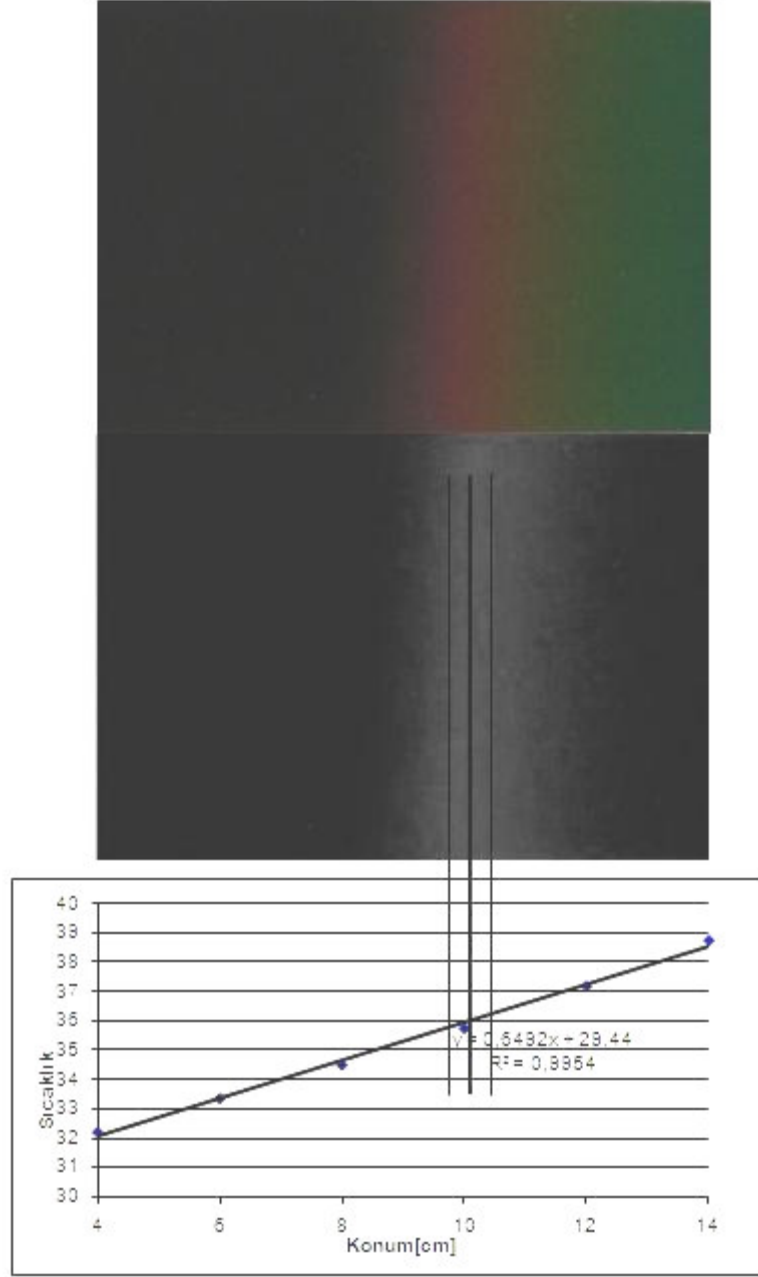
$$T_{30} = 35,91 \pm 0,19$$

45°'lik açı ile yapılan çekimlerde kırmızı renk:

$$T_{45} = 36,06 \pm 0,29$$

olarak tespit edilmiştir.

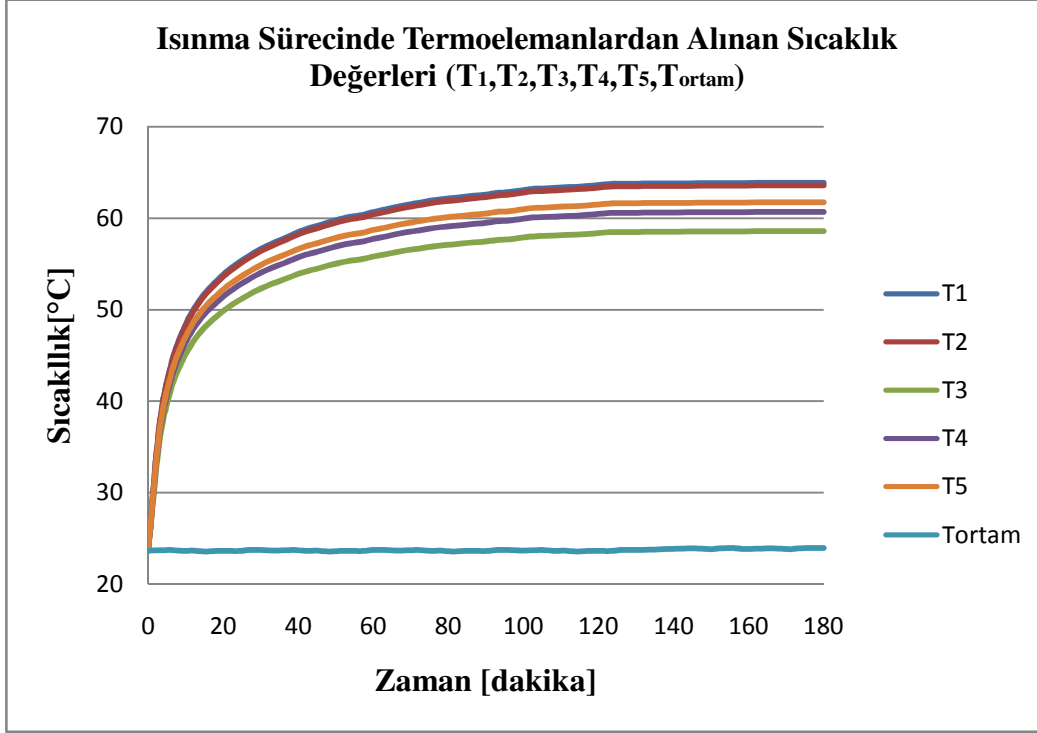
30° için yapılan kalibrasyonda uygulanan yöntemin adımları Şekil C.2’de ifade edilmektedir.



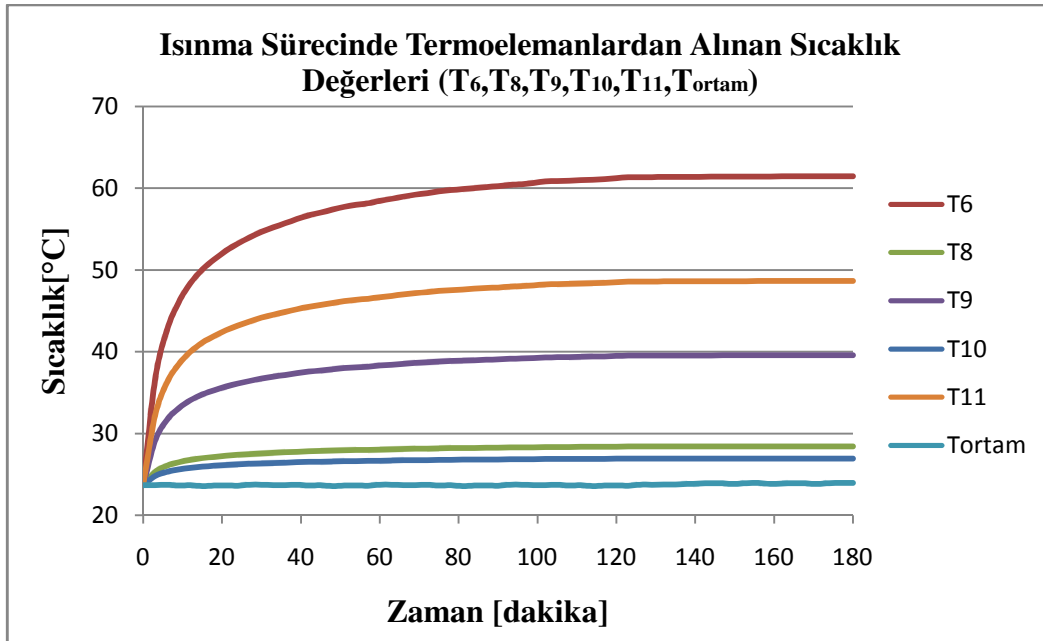
Şekil C.2: Sıvı kristal kalibrasyon adımları.

### EK D : Sistemin Isıl Olarak Rejime Giriş Süreci İçin Örnek

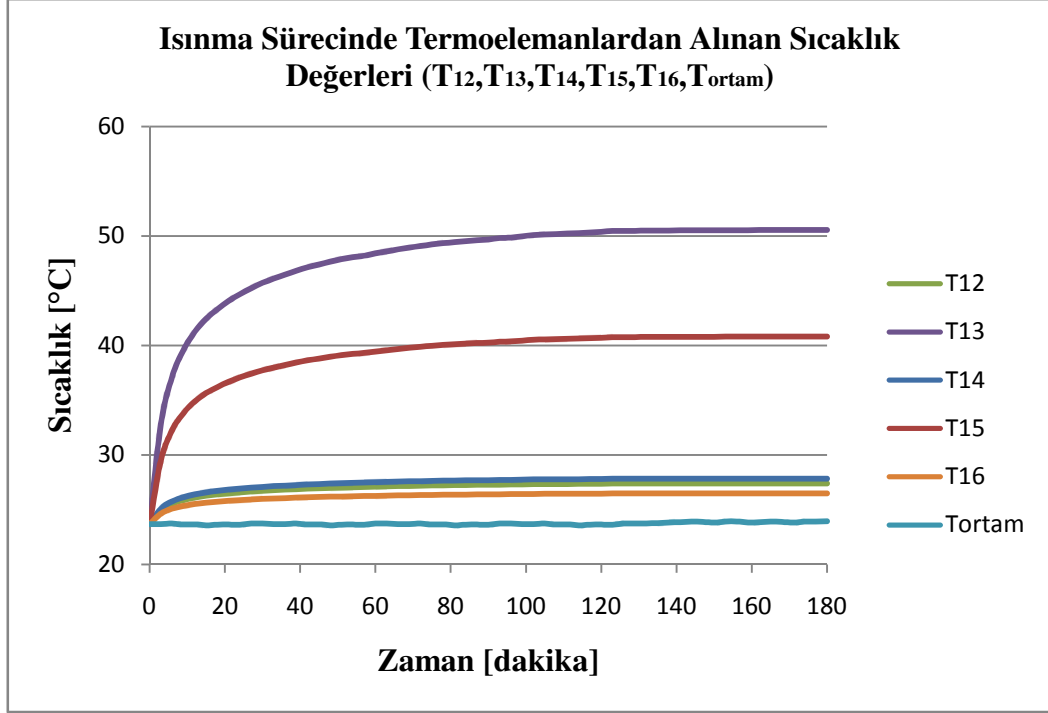
Re=16269 ve 1 numaralı deney için sistemin rejime girmesi için beklenen 180 dakikalık süreç boyunca ölçülen değerler Şekil D.1, Şekil D.2, Şekil D.3 ve şekil D.4’de gösterilmiştir.



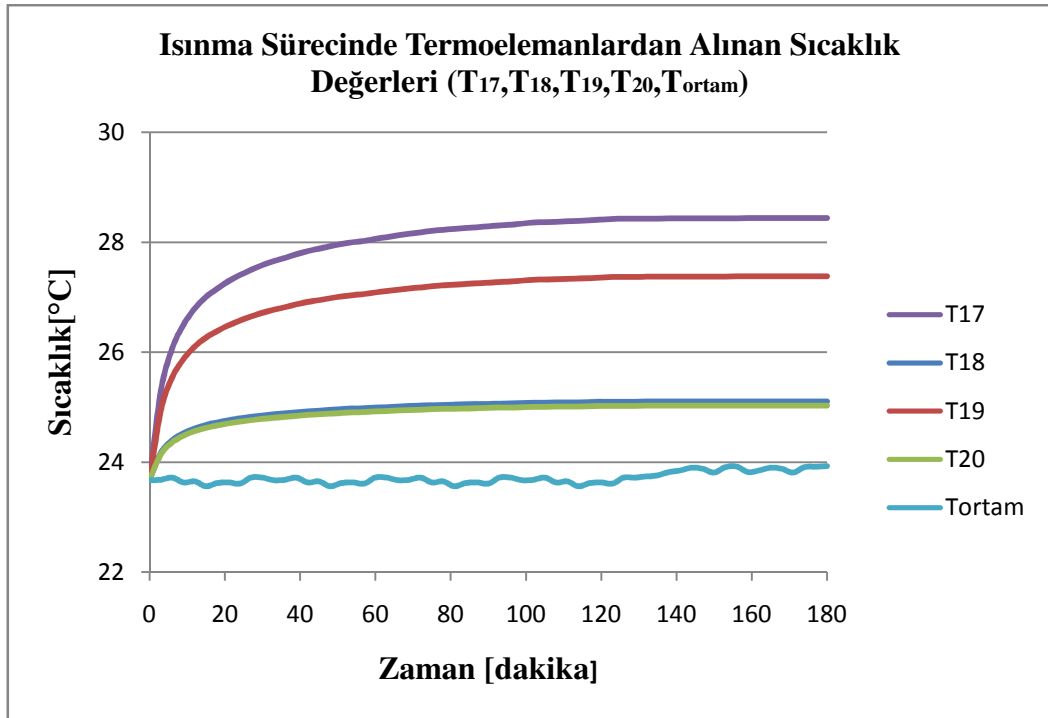
Şekil D.1 : Isınma sürecinde T<sub>1</sub>,T<sub>2</sub>,T<sub>3</sub>,T<sub>4</sub>,T<sub>5</sub>,T<sub>ortam</sub> sıcaklıkları.



Şekil D.2 : Isınma sürecinde T<sub>6</sub>,T<sub>8</sub>,T<sub>9</sub>,T<sub>10</sub>,T<sub>11</sub>,T<sub>ortam</sub> sıcaklıkları.



Şekil D.3 : Isınma sürecinde  $T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{ortam}$  sıcaklıkları.



Şekil D.4 : Isınma sürecinde  $T_{17}, T_{18}, T_{19}, T_{20}, T_{ortam}$  sıcaklıkları.

## EK E : Belirsizlik Analizi

Bu bölümde deney düzeneğinde kullanılan cihazların ve parçaların, yapılan ölçümlerin hassasiyetleri tespit edilerek belirsizlik analizi yapılmıştır.

Belirsizlik Formülü:

$$w_{f(x,y,\dots)} = \sqrt{\left(\frac{\partial f(x,y,\dots)}{\partial x} \cdot w_x\right)^2 + \left(\frac{\partial f(x,y,\dots)}{\partial y} \cdot w_y\right)^2 \dots\dots} \quad (\text{E.1})$$

Deney düzeneğinde kullanılan cihaz ve parçaların belirsizlikleri şunlardır ;

- Testo Hot Bulb :  $\pm 0.1$  m/s
- Validyne Basınçölçer :  $\pm 2$  Pa
- Cr-Ni Termoeleman :  $\pm 0.01$  ° C
- Keithley 2700 Multimeter :  $\pm 1$  ° C
- DC Güç Kaynağı :  $\pm 0.1$  A,  $\pm 0.5$  V
- Omega Sıvı Krital Plaka :  $\pm 0.2$  ° C
- Yalıtım Kalınlığı :  $\pm 1$  mm
- Isıtıcı Yüzey Kesiti :  $\pm 1$  mm
- Hassas Terazî :  $\pm 0.0001$  g

Yukarıdaki değerler, ilgili oldukları denklemler ve Denklem E1. kullanılarak hesaplanan belirsizlikler aşağıdaki şekilde verilmiştir.

**Çizelge E.1: Belirsizlik değerleri**

Re	$\pm\%2$
q[W/m <sup>2</sup> ]	$\pm\%1.6$
Q <sub>il,k</sub> [W]	$\pm\%1.3$
Q <sub>iş,k</sub> [W]	$\pm\%1$
Qt[W]	$\pm\%1.2$
h[w/m <sup>2</sup> K]	$\pm\%1.2$
Nu	$\pm\%1.3$
Sh	$\pm\%0.8$
SEK	$\pm\%1.2$



## ÖZGEÇMİŞ



Fırat Nuri İlyasoğlu 24.07.1980 tarihinde, İstanbul'da doğdu. 1998 yılında Fatih Şehremini Lisesi'nden mezun oldu. 1999 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı, 2005 yılında bu bölümden mezun olduktan sonra 2006 yılında Makina Mühendisliği Bölümü, Isı-Akışkan programında yüksek lisans eğitimine başladı. Aralık 2008 tarihinden beri İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.