



**GAZ TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPMALI  
SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL  
İNCELENMESİ**

**2019  
DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Ahmet Ümit TEPE**

**GAZ TÜRÜN KANATLARINDA JET ÇARPMALI SOĞUTMANIN  
DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ**

**Ahmet Ümit TEPE**

**T.C.**

**Karabük Üniversitesi**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalında**

**Doktora Tezi**

**Olarak Hazırlanmıştır**

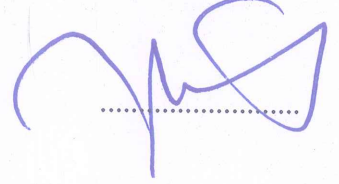
**KARABÜK**

**Aralık 2019**

## TEZ ONAY SAYFASI

Ahmet Ümit TEPE tarafından hazırlanan “GAZ TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Yaşar YETİŞKEN  
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği



Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 27/12/2019

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ ( İstanbul Ticaret Ü.)

.....

Üye : Prof. Dr. Yaşar YETİŞKEN ( KBÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Mehmet ÖZALP (KBÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)

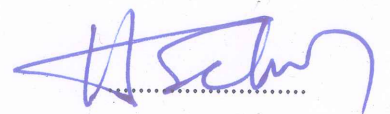
.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ünal UYSAL (SAÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü





*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Ahmet Ümit TEPE

## ÖZET

Doktora Tezi

### GAZ TÜRBİN KANATLARINDA JET ÇARPMALI SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Ahmet Ümit TEPE

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Yaşar YETİŞKEN

Aralık 2019, 224 sayfa

Bu çalışmada, gaz türbin kanadı üzerinde uygulanan jet çarpmalı soğutmanın jet delikleri, nozul ile hedef yüzeye doğru uzatılarak ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerine etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Isı transfer performansının belirlenmesinde kararsız hal sıvı kristal (*TLC*) yönteminden faydalanılmıştır. Sayısal çarşımlar Ansys Fluent 19.2 ile gerçekleştirilmiş ve hesaplamalarda *SST k- $\omega$  (low Re correction)* türbülans modeli kullanılmıştır.

Tezin ilk bölümünde türbin kanadı üzerinde uygulanan soğutma teknikleri ile ilgili tarihsel gelişimden ve jet çarpmalı soğutma sisteminden ayrıntılı olarak bahsedilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde literatürde yapılan çalışmalar sunularak, bu çalışmadan elde edilen sonuçların literatüre yapacağı katkılar ele alınmıştır.

Tezin üçüncü bölümünde deney düzeneği tanıtılmış, deneylerde kullanılacak olan teçhizatlar hakkında bilgiler verilmiştir. *TLC* yöntemiyle yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin hesaplanmasında faydalanılan matematiksel formülasyondan bahsedilmiş ve deney düzeneğinin belirsizlik azalizi sunulmuştur.

Tezin dördüncü bölümünde sayısal çalışmanın temelini oluşturan matematiksel formülasyonlar verilmiştir. Bununla birlikte sayısal çalışmada kullanılacak olan türbülans modeli hakkında detaylı bilgiler sunulmuştur.

Tezin beşinci bölümünde deney sonuçları verilmiştir. Aynı zamanda düz ve kanatçıklı yüzeylerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarına göre jet deliklerinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısını %31,69'a, kanatçıklı yüzeyin ise %40,32'ye kadar arttırılabileceği tespit edilmiştir. Boyutsuz nozul boşluğunun ( $G_j/D_j$ ) fazlaca azalması ortalama  $Nu$  sayısındaki artışı durdurmakta ve hatta tekrar düşürdüğü tespit edilmiştir. Bununla birlikte,  $G_j/D_j$ 'nin azalması basınç kaybını da arttırmıştır. Bu nedenle, deney sonuçlarına göre optimum boyutsuz nozul boşluğunun 2,0 olduğu değerlendirilmiştir. Düz ve kanatçıklı yüzeylerin sonuçları karşılaştırıldığında kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısında kayda değer bir artışın olmadığı görülmüştür.

Tezin altıncı bölümünde sayısal sonuçlar verilmiş, akış karakteristikleri gösterilmiş ve düz ile kanatçıklı yüzeylerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçlara göre  $G_j/D_j$ 'nin azalması ortalama  $Nu$  sayısını düz yüzey üzerinde %18,05, kanatçıklı yüzey üzerinde ise %25,89'a kadar arttırdığı tespit edilmiştir. Akış karakteristikleri incelendiğinde nozulsuz modelde ve  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu deney modellerinin jetlerinin çapraz akıştan etilendiği ve hedef yüzey üzerinde çarpma bölgesini akış yönüne doğru kaydırıldığı tespit edilmiştir. Sayısal sonuçlara göre, kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı az miktarda da olsa düz yüzeyden düşük olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, kanatçıklı yüzeyde, jetin yüzeye çarpmasından sonra akışın kanatçığın üzerinden atlayarak kanatçığa komşu yüzeyle temasının kesilmesine, başka bir deyişle kanatçığın, kanatçıktan sonraki yüzey üzerinde sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olduğu için akışkanla yüzey arasındaki ısı transferini düşürmesine bağlanmıştır.  $G_j/D_j$ 'nin azalması ise bu olumsuz etkileri ortadan kaldırdığı tespit edilmiştir. Sayısal

sonuçlara göre, yüzeye çarpan akışkanın hızı jet deliğindeki akışkan hızından daha düşük olduğu tespit edilmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerde hız farkının daha fazla olduğu görülmüştür. Bu durum, hem deneysel hem de sayısal sonuçlara göre,  $G_j/D_j$ 'nin azalmasıyla yerel ve ortalama  $Nu$  sayılarında artışın nedenini açıklamaktadır.

Tezin yedinci bölümünde deney sonuçlarıyla sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır.  $3,0 \leq G_j/D_j \leq 6,0$  değerleri için modellerin sayısal sonuçlarıyla deneysel sonuçları karşılaştırıldığında, sayısal çalışmanın yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımını oldukça hassas bir şekilde ortaya koyabildiği ve ortalama  $Nu$  sayılarını %10 hata oranının altında çözümleyebildiği görülmüştür.  $G_j/D_j=1,0$  ve  $G_j/D_j=2,0$  olması durumunda deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayıları arasındaki fark %17'ye kadar çıktığı tespit edilmiştir. Buna göre, *SST k- $\omega$  (low Re correction)* türbülans modelinin jet deliği nozul ile uzatılmış jet çarpmalı soğutma sisteminin sayısal hesaplamalarında hassas sonuçlar verdiği görülmüştür.

Tezin son bölümünde sonuç ve önerilerden bahsedilmiş ve bu çalışmadan elde edilen bilgiler ışığında gelecekte yapılacak çalışmalar tartışılmıştır.

**Anahtar Sözcükler :** Jet çarpmalı soğutma, ısı transferi, gaz türbini kanadı, çapraz akış, taşınım ile ısı transferi.

**Bilim Kodu** : 91436

## **ABSTRACT**

**Ph. D. Thesis**

### **EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF JET IMPINGEMENT COOLING ON GAS TURBINE BLADE**

**Ahmet Ümit TEPE**

**Karabük University  
Institute of Graduate Programs  
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Prof. Dr. Yaşar YETİŞKEN**

**December 2019, 224 pages**

In this study, the effect of jet impingement cooling applied on the gas turbine blade on the heat transfer performance and flow characteristics by extending the jet holes to the target surface with the nozzle was investigated experimentally and numerically. Transient Liquid Chrystal (*TLC*) method was used to determine the heat transfer performance. Numerical studies were performed with Ansys Fluent 19.2 and *SST k- $\omega$*  (*low Re correction*) turbulence model was used in the numerical calculations.

In the first chapter of the thesis, historical development of cooling techniques applied on turbine blade and jet impingement cooling systems were explained in detail.

In second chapter, literature reviews were presented and contribution of the results obtained from this study to the literature are discussed.



In the third chapter of the thesis, the experimental setup was described and the equipments to be used in the experiments were presented. The mathematical formulations used in the numerical calculations of the heat transfer on the surface by *TLC* method were explained and the uncertainty of the experimental setup was presented.

In the fourth chapter of the thesis, mathematical formulations which are the basis of numerical study were given. In addition, turbulence model to be used in the numerical study were presented in detail.

Experimental results were given in the fifth chapter of the thesis. The results of the flat and ribbed surfaces were also compared. According to experimental results, it was determined that average *Nu* number on flat surfaces could be increased up to 31.69% and 40.32% for ribbed surfaces by extending jet holes towards the target surfaces. Experimental results showed that excessively decreasing the dimensionless nozzle gap ( $G_j/D_j$ ) lower the increase in the average *Nu* number and even starts to decrease again. In addition, pressure loss increases by decreasing  $G_j/D_j$ . Therefore, according to the experimental results, the optimum dimensionless nozzle gap was evaluated as 2.0. The results of flat and ribbed surfaces were also compared, it was observed that there was no significant increase in the average *Nu* number of the ribbed surfaces.

In the sixth chapter of the thesis, numerical results were given, flow characteristics were presented and the results of flat and ribbed surfaces are compared. According to the numerical results, decreasing  $G_j/D_j$  also increases the average *Nu* number up to 18.05% on the flat surface and 25.89% on the ribbed surface. Numerical results also showed that cross-flow affects the jet flow especially by increasing  $G_j/D_j$  and impinging region of the jets on the target surface moves towards the downstream direction. According to the numerical results, the average *Nu* number on the ribbed surface is lower than the flat surface. This is due to the fact that on the rib roughened surface, after the jet impinging on the surface, flow jumps over the rib and the boundary layer thickness of adjacent surface increases. This causes to lower the heat transfer between flow and surface. Decreasing  $G_j/D_j$  has been found to eliminate these negative effects. According to the numerical results, the velocity of the fluid impinging

on the surface was found to be lower than the velocity of the fluid in the jet hole. It was seen that the velocity difference is higher in the test model which has the higher  $G_j/D_j$ . This explains the increase in local and average  $Nu$  numbers with the decrease of  $G_j/D_j$  according to both experimental and numerical results.

In the seventh chapter, experimental results were compared with numerical results. The results for  $3.0 \leq G_j/D_j \leq 6.0$  showed that numerical study was able to reveal the local  $Nu$  number distribution on the surface accurately and the difference between experimental and numerical results of average  $Nu$  number is below the 10%. Numerical results showed that *SST  $k-\omega$  (low  $Re$  correction)* turbulence model gives accurate results in numerical computations of the extended jet holes of the jet impingement cooling system. The difference between experimental and numerical average  $Nu$  numbers was found to be up to 17% at  $G_j/D_j=2.0$  and 1.0. Accordingly, it was found that the *SST  $k-\omega$  (low  $Re$  correction)* turbulence model gives accurate results in numerical calculations of the jet impingement cooling which has the extended jet nozzle.

Conclusions of this study were given in last chapter of the thesis and future studies were also mentioned based on the results of this study.

**Key Word** : Jet impingement cooling, heat transfer, gas turbine blade, cross-flow, convective heat transfer.

**Science Code** : 91436

## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının gerçekleştirilmesine her zaman destek olan, tezin her aşamasında bilgi ve tecrübelerini paylaşan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Yaşar YETİŞKEN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Sayısal çalışmaların gerçekleştirilmesinde engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Sayın Prof. Dr. Kamil ARSLAN'a çok teşekkür ederim. Tez izleme aşamalarında zaman harcayıp desteklerini sunan Sayın Prof. Dr. Mehmet ÖZALP'a çok teşekkür ederim.

Bu tezin her aşamasında görüş ve önerileri ile bana yön veren, deneysel aşamaların planlanmasında ve yürütülmesinde büyük katkıları olan Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ünal UYSAL'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Tezin deney setinin hazırlanmasında ve deneylerinin gerçekleştirilmesinde katkıları bulunan Sayın Mücahit Türker UYSAL'a çok teşekkür ederim. Deneyler sırasında Makine Mühendisliği laboratuvarının tüm imkanlarından faydalanmama olanak tanıyan Sakarya Üniversitesi yönetimine çok teşekkür ederim.

Eğitim hayatım boyunca gelişimime katkı sunan tüm değerli öğretmenlerim ve hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Tezin deneysel çalışmalarının gerçekleştirilmesinde 3001 - Başlangıç Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı kapsamında 118M795 numaralı projeye finansal destek sunan TÜBİTAK'a ayrıca teşekkür ederim.

Her zaman bana destek olan babam Şenol TEPE, annem Fikren TEPE ve kardeşim Melisa TEPE'ye çok teşekkür ederim.

Her zaman manevi destekleri ile yanımda olan ve tez çalışmam boyunca onlara ayıracağım kıymetli zamanları bu tezin gerçekleştirilmesinde harcamama sabır ve

tahammül gösteren sevgili eşim Rahime TEPE'ye, kızım Defne TEPE'ye ve oğlum Kerem Ege TEPE'ye tüm kalbimle teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vii
TEŞEKKÜR.....	x
İÇİNDEKİLER .....	xii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xxii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxiv
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
1.1. JET ÇARPMALI SOĞUTMA .....	3
BÖLÜM 2 .....	8
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	8
BÖLÜM 3 .....	33
DENEYSEL ÇALIŞMA .....	33
3.1. TLC YÖNTEMİYLE TAŞINIM ISI TRANSFER KATSAYISININ BELİRLENMESİ .....	37
3.2. DENEY DÜZENEGİ VE ÖZELLİKLERİ .....	40
3.3. DENEYİN BELİRSİZLİK HESAPLAMASI .....	44
3.4. TEST BÖLÜMÜNÜN HAZIRLANMASI .....	45
3.4.1. Test Modellerinin Üretimi .....	45
3.4.2. Hedef Yüzeylerin Sıvı Kristal ile Kaplanması .....	47
3.5. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ.....	50
BÖLÜM 4 .....	53
SAYISAL YÖNTEM VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON .....	53

4.1. FİZİKSEL MODEL VE MATEMATİKSEL MODELİN TANIMLANMASI .....	55
4.1.1. SST $k-\omega$ Türbülans Modeli .....	69
4.1.1.1. SST $k-\omega$ Türbülans Modelinin Transport Denklemleri .....	70
4.1.2. Duvarla Sınırlanmış Türbülanslı Akışlar İçin Yakın Duvar Düzeltmesi (Near-Wall Treatments) .....	76
4.1.2.1. Duvar Fonksiyonları ve Yakın-Duvar Modeli .....	78
4.1.3. Gelişmiş Duvar Düzeltmesi (Enhanced Wall Treatment, EWT) .....	79
4.1.3.1. EWT İçin İki-Katmanlı Model .....	79
4.1.4. Türbülanslı Akışlarda Ağ Yapısı .....	84
4.1.4.1. Duvar Fonksiyonları İçin Yakın-Duvar Ağ yapısı .....	84
4.1.4.2. EWT İçin Yakın-Duvar Ağ yapısı .....	85
4.1.4.2.1. $y^+$ 'a Göre Ağ Yapısında İlk Hücre Yüksekliğinin Belirlenmesi .....	85
4.1.5. Sınır Şartları .....	86
4.1.6. Sayısal Hesaplama .....	87
4.1.7. Sayısal Hesaplama .....	89
4.1.8. Denklemlerin Ayrıştırılması .....	91
4.1.9. Denklemlerin Çözüm Metodları .....	93
4.1.10. Yakınsama Kriteri Seçenekleri .....	97
4.1.11. Hücre Sisteminin Oluşturulması .....	97
4.1.11.1. Optimum Hücre Sayısının Belirlenmesi .....	99
BÖLÜM 5 .....	101
DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER .....	101
5.1. DÜZ YÜZEYDE NOZUL BOŞLUĞUNUN ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ .....	101
5.1.1. $Re=16250$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	101
5.1.2. $Re=21700$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	104
5.1.3. $Re=27100$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	106
5.1.4. $Re=32500$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	109

## Sayfa

5.1.5. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi.....	111
5.1.6. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi.....	112
5.2. KANATÇIKLI YÜZEYDE NOZUL BOŞLUĞUNUN ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ.....	113
5.2.1. $Re=16250$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	113
5.2.2. $Re=21700$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	115
5.2.3. $Re=27100$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	117
5.2.4. $Re=32500$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	119
5.2.5. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi.	121
5.2.6. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi .....	122
5.3. DÜZ YÜZEYLERLE KANATÇIKLI YÜZEYLERDEN ELDE EDİLEN DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI.....	123
5.3.1. $Re=16250$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması .....	123
5.3.2. $Re=21700$ için Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması .....	124
5.3.3. $Re=27100$ için Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması .....	126
5.3.4. $Re=32500$ için Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması .....	127
5.3.5. Düz ve Kanatçıklı Yüzeylerin Ortalama $Nu$ Sayılarının Karşılaştırılması .....	128
5.3.6. Düz ve Kanatçıklı Yüzeylerin Basınç Kaybına Etkisinin Karşılaştırılması .....	129
5.4. PERFORMANS DEĞERLENDİRME KRİTERİ.....	130
5.5. TEK SIRALI JET DÜZENİNDE KANAL İÇERİSİNDEKİ ÇAPRAZ AKIŞ ORANI .....	133
BÖLÜM 6 .....	135
SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER .....	135
6.1. SAYISAL MODELİN DOĞRULUĞU .....	135
6.2. DÜZ YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR.....	137
6.2.1. $Re=16250$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	137

## Sayfa

6.2.2. $Re=21700$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	139
6.2.3. $Re=27100$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	141
6.2.4. $Re=32500$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	143
6.2.5. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi.....	144
6.2.6. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi.....	145
6.3. KANATÇIKLI YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR .....	146
6.3.1. $Re=16250$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	146
6.3.2. $Re=21700$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	148
6.3.3. $Re=27100$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	150
6.3.4. $Re=32500$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi .....	152
6.3.5. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi.	153
6.3.6. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi .....	154
6.4. NOZULUN HIZ PROFİLİNE ETKİSİ.....	155
6.5. DÜZ YÜZEYLE KANATÇIKLI YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI .....	166
6.5.1. $Re=16250$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması.....	166
6.5.2. $Re=21700$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması.....	169
6.5.3. $Re=27100$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması.....	172
6.5.4. $Re=32500$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması.....	175
6.5.5. Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Ortalama $Nu$ Sayılarının Karşılaştırılması .....	178
6.5.6. Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Basınç Kaybına Etkisinin Karşılaştırılması .....	180
BÖLÜM 7 .....	184
DENEY SONUÇLARIYLA SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI .....	184
7.1. YÜZEYLERİN DENEYSEL VE SAYISAL YEREL $Nu$ SAYISI DAĞILIMLARININ KARŞILAŞTIRILMASI .....	184



	<b><u>Sayfa</u></b>
7.2. YÜZEYLERİN DENEYSEL VE SAYISAL ORTALAMA $Nu$ SAYILARININ KARŞILAŞTIRILMASI .....	190
7.3. SİSTEMİN BASINÇ KAYIPLARININ DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI .....	195
BÖLÜM 8 .....	201
SONUÇ VE ÖNERİLER .....	201
KAYNAKLAR .....	208
EK AÇIKLAMALAR-A TEST MODELİ ÖLÇÜLERİ.....	219
ÖZGEÇMİŞ .....	224

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1.1. Türbin kanadı üzerinde yapılan soğutma yöntemleri [1].	1
Şekil 1.2. Gaz türbin kanadı üzerinde yapılan soğutma teknikleri [2].	2
Şekil 1.3. a) tek bir serbest jetin akış bölgeleri, b) bir serbest jetin akış profili [8].	4
Şekil 1.4. Jet diziliş biçimleri a) düzgün sıralı b) tek sıralı c) çoklu sıralı.	5
Şekil 1.5. Jet akışta çapraz-akış türleri a) minimum çapraz-akış b) orta çapraz-akış c) maksimum çapraz-akış.	5
Şekil 1.6. Kanal içerisinde oluşan çapraz akış [12].	6
Şekil 3.1. <i>TLC</i> 'nin sıcaklığa bağlı renk değişimi.	34
Şekil 3.2. a) tipik bir test modeli, b) kesit ölçüleri.	35
Şekil 3.3. Kararsız hal sıvı kristal şeması	37
Şekil 3.4. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.	41
Şekil 3.5. Deney düzeneği elemanları, a) regülatör, b) akışmetre, c) varyak, d) by-pass hattı, e) giriş sıcaklığının ölçümü, f) 5400 K aydınlatma.	42
Şekil 3.6. Test modelinin deney düzeneğine montajı.	43
Şekil 3.7. Test modelinin basınç kaybı ölçümü.	43
Şekil 3.8. Tipik bir test modelinde nozulun ve kanatçıkların yerleşimi.	46
Şekil 3.9. Sıvı kristalle kaplanmış yüzey.	47
Şekil 3.10. Sıvı kristal ile boyanmış hedef yüzeyler.	48
Şekil 3.11. Siyah renk boya ile boyanmış hedef yüzeyler.	49
Şekil 3.12. Hedef yüzeylerin test modellerine montajı.	49
Şekil 3.13. Deney düzeneğinin deneylere hazırlanması.	50
Şekil 3.14. Deneyler sırasında hedef yüzey üzerinde gerçekleşen renk değişimi.	51
Şekil 3.15. <i>LCIA</i> programının ara yüzü.	52
Şekil 4.1. Yakın-duvar bölgesinin alt bölümleri.	77
Şekil 4.2. Ağ yapısına göre yakın-duvar işlemleri.	78
Şekil 4.3. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği problem geometrisi.	86
Şekil 4.4. Sayısal çalışmada kullanılan örnek bir hücre yapısının kesiti.	98
Şekil 4.5. $Re=32500$ için ve $G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzey üzerindeki ortalama $Nu$ sayısının hücre sayısı ile değişimi.	100
Şekil 5.1. $Re=16250$ için düz hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.	103

Şekil 5.2. $Re=16250$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	104
Şekil 5.3. $Re=21700$ için düz hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	105
Şekil 5.4. $Re=21700$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	106
Şekil 5.5. $Re=27100$ için düz hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	107
Şekil 5.6. $Re=27100$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	108
Şekil 5.7. $Re=32500$ için düz hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	109
Şekil 5.8. $Re=32500$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	110
Şekil 5.9. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama $Nu$ sayısına etkisi. ....	112
Şekil 5.10. Nozulun düz hedef yüzeyde basınç kaybına etkisi. ....	113
Şekil 5.11. $Re=16250$ için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	114
Şekil 5.12. $Re=16250$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	115
Şekil 5.13. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	116
Şekil 5.14. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	117
Şekil 5.15. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	118
Şekil 5.16. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	119
Şekil 5.17. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	120
Şekil 5.18. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı değişimi. ....	121
Şekil 5.19. Kanatçıklı hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama $Nu$ sayısına etkisi. ....	122
Şekil 5.20. Nozulun kanatçıklı hedef yüzeyde basınç kaybına etkisi. ....	123
Şekil 5.21. $Re=16250$ için $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımı karşılaştırması. ....	124
Şekil 5.22. $Re=21700$ için $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımı karşılaştırması. ....	125
Şekil 5.23. $Re=27100$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımı karşılaştırması. ....	126

Şekil 5.24. $Re=32500$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımı karşılaştırması. ....	127
Şekil 5.25. Düz hedef yüzeylerle kanatçıklı yüzeylerin ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması .....	129
Şekil 5.26. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin basınç kaybına etkilerinin karşılaştırılması. ....	130
Şekil 5.27. $G_j/D_j$ 'nin düz hedef yüzeyde performans değerlendirme kriteri.....	132
Şekil 5.28. $G_j/D_j$ 'nin kanatçıklı hedef yüzeyde performans değerlendirme kriteri..	132
Şekil 5.29. Çapraz akış oranının değişimi.....	133
Şekil 6.1. $Re=32500$ için $G_j/D_j=6,0$ 'nin deneysel yerel $Nu$ sayısı dağılımının sayısal yerel $Nu$ sayısı dağılımıyla karşılaştırılması.....	136
Şekil 6.2. Deneysel ve sayısal ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	137
Şekil 6.3. $Re=16250$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	138
Şekil 6.4. $Re=16250$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. ....	139
Şekil 6.5. $Re=21700$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	140
Şekil 6.6. $Re=21700$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. ....	141
Şekil 6.7. $Re=27100$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	142
Şekil 6.8. $Re=27100$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. ....	142
Şekil 6.9. $Re=32500$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	143
Şekil 6.10. $Re=32500$ için düz hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı.....	144
Şekil 6.11. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	145
Şekil 6.12. Düz hedef yüzeyde nozul boşluğunun basınç kaybına etkisi.....	146
Şekil 6.13. $Re=16250$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	147
Şekil 6.14. $Re=16250$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. ....	148
Şekil 6.15. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	149
Şekil 6.16. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. ....	149
Şekil 6.17. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	151

Şekil 6.18. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. .....	151
Şekil 6.19. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. ....	152
Şekil 6.20. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel $Nu$ sayısı dağılımı. .....	153
Şekil 6.21. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	154
Şekil 6.22. Düz hedef yüzeyde nozul boşluğunun basınç kaybına etkisi.....	155
Şekil 6.23. $Re=16250$ için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.....	156
Şekil 6.24. $Re=21700$ için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.....	157
Şekil 6.25. $Re=27100$ için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.....	158
Şekil 6.26. $Re=32500$ için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.....	159
Şekil 6.27. $Re=32500$ için ve düz hedef yüzeyde hız vektörü.....	160
Şekil 6.28. $Re=32500$ için ve kanatçıklı hedef yüzeyde hız vektörü.....	163
Şekil 6.29. $Re=16250$ için $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	167
Şekil 6.30. $Re=21700$ için $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	170
Şekil 6.31. $Re=27100$ için $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	173
Şekil 6.32. $Re=32500$ için $G_j/D_j=3,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	175
Şekil 6.33. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	179
Şekil 6.34. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin basınç kaybına etkilerinin karşılaştırılması. ....	182
Şekil 7.1. $Re=16250$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	184
Şekil 7.2. $Re=21700$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	185
Şekil 7.3. $Re=27100$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	186
Şekil 7.4. $Re=32500$ için $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımlarının karşılaştırılması. ....	186
Şekil 7.5. $Re=16250$ için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması.....	187

Şekil 7.6. $Re=21700$ için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması.....	188
Şekil 7.7. $Re=27100$ için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması.....	188
Şekil 7.8. $Re=32500$ için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması.....	188
Şekil 7.9. $Re=16250$ için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması. ....	189
Şekil 7.10. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması. ....	189
Şekil 7.11. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması. ....	189
Şekil 7.12. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel $Nu$ dağılımının karşılaştırılması. ....	190
Şekil 7.13. Düz hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	191
Şekil 7.14. Kanatçıklı hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama $Nu$ sayılarının karşılaştırılması. ....	193
Şekil 7.15. Düz hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçlarının karşılaştırılması. ....	196
Şekil 7.16. Kanatçıklı hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçlarının karşılaştırılması. ....	198
Şekil Ek A.1. Deney modeli ölçüleri. ....	220
Şekil Ek A.2. Düz ve kanatçıklı yüzeylerin ölçüleri. ....	221
Şekil Ek A.3. Düz yüzey üzerinde nozulların yerleşimi. ....	222
Şekil Ek A.4. Kanatçıklı yüzey üzerinde nozulların yerleşimi. ....	223

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. <i>TLC</i> 'nin sıcaklık profili .....	34
Çizelge 3.2. Deney parametreleri.....	36
Çizelge 4.1. Sınır şartları.....	87
Çizelge 5.1. $Re=16250$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları.....	102
Çizelge 5.2. $Re=16250$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	103
Çizelge 5.3. $Re=21700$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları.....	105
Çizelge 5.4. $Re=21700$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	106
Çizelge 5.5. $Re=27100$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları.....	108
Çizelge 5.6. $Re=27100$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	108
Çizelge 5.7. $Re=32500$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları.....	110
Çizelge 5.8. $Re=32500$ için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	111
Çizelge 5.9. $Re=16250$ için kanatçıklı yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları.....	114
Çizelge 5.10. $Re=16250$ için kanatçıklı yüzey üzerindeki jet bölgelerinde $Nu$ sayısının artış oranı. ....	114
Çizelge 5.11. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları. ....	116
Çizelge 5.12. $Re=21700$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	116
Çizelge 5.13. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları. ....	118
Çizelge 5.14. $Re=27100$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel $Nu$ sayısının artış oranı. ....	119
Çizelge 5.15. $Re=32500$ için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel $Nu$ sayıları. ....	120

Çizelge 5.16.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı. .... 121





## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

$D_{\phi}$	: oyuk çapı	[mm]
$D_{\phi}/D_j$	: oyuk çapının jet çapına oranı	
$d/D_{\phi}$	: boyutsuz oyuk derinliği	
$D_j$	: jet çapı	[mm]
$d/d$	: devir/dakika	
$G_j$	: nozul boşluğu	[mm]
$G_j/D_j$	: boyutsuz nozul boşluğu	
$H_r$	: kanatçık yüksekliği	
$H_r/Y_n$	: kanatçık yüksekliğinin jet plakası ile hedef yüzey arası mesafeye oranı	
$H_r/D_j$	: boyutsuz kanatçık yüksekliği	
$E_r$	: radyal oyuk mesafesi	[mm]
$E_{\theta}$	: çevresel oyuk mesafesi	[mm]
$L_r$	: kanatçıklar arası mesafe	[mm]
$L_r/H_r$	: kanatçık aralığının Kanatçık yüksekliğine oranı	
$Nu$	: yerel Nusselt sayısı	
$\overline{Nu}$	: ortalama Nusselt sayısı	
$Pr$	: Prandtl sayısı	
$Re$	: Reynolds sayısı	
$Ro_j$	: jet dönüş sayısı	
$W_r/D_j$	: boyutsuz Kanatçık genişliği	
$X/D_j$	: boyutsuz akış yönü mesafesi	
$X_n/D_j$	: boyutsuz jetler arası mesafe	
$Y_n/D_j$	: boyutsuz plakalar arası mesafe	
$Z/D_j$	: boyutsuz hedef hedef genişliği mesafesi	
$Z_n/D_j$	: boyutsuz hedef yüzey genişliği	

## KISALTMALAR

*SST* : Shear Stress Transport

*TAF* : Termal artış oranı

*TLC* : Kararsız hal sıvı kristal

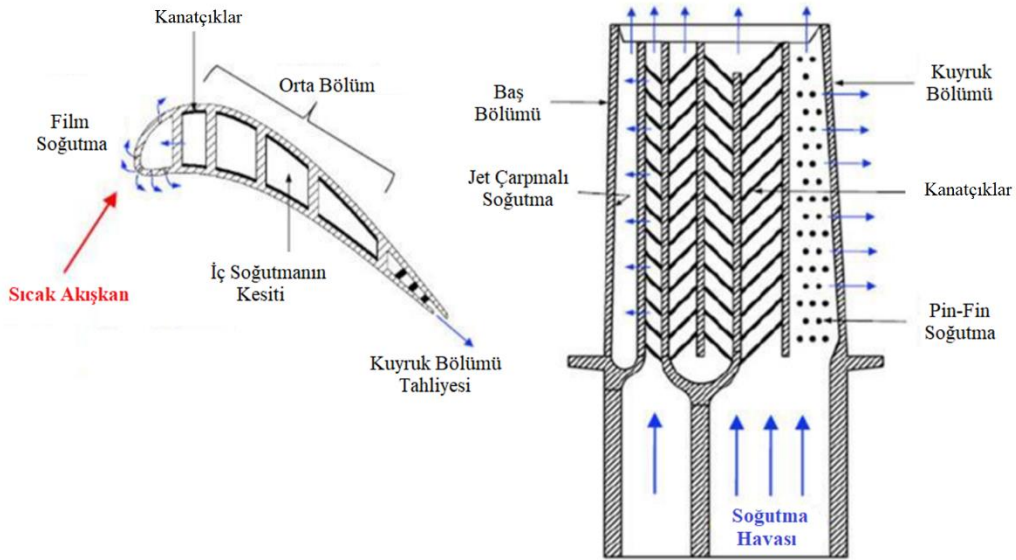


## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Bir gaz türbininin verimini akışkanın sıcaklığı doğrudan etkilemektedir. Akışkan sıcaklığı ne kadar yüksekse gaz türbinini verimi de o kadar yüksek olur. Ancak akışkan sıcaklığı, türbin kanadında kullanılan malzemenin sürekli olarak yapısı bozulmadan çalışabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlanır.

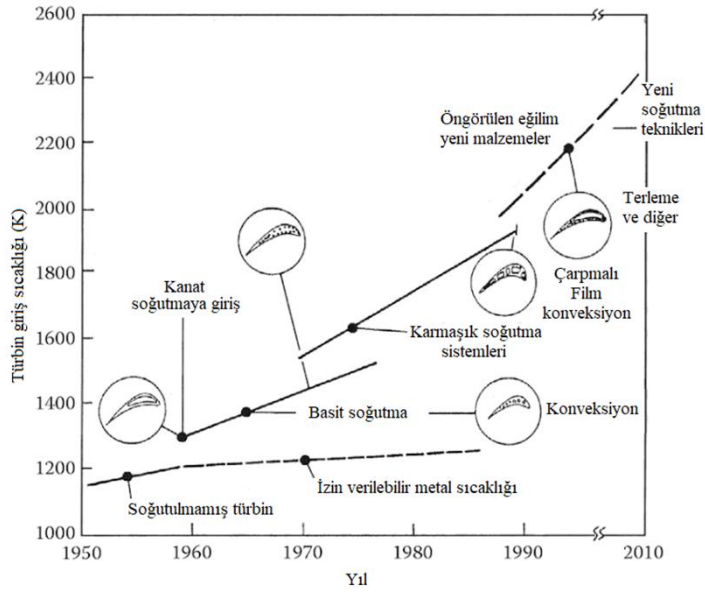
Türbin kanadı üzerinde soğutma işlemi yapılmasıyla akışkan sıcaklığı türbin kanadı malzemesinin dayanabileceği maksimum sıcaklığın üzerine çıkarılabilir. Türbin kanadının geometrik yapısından dolayı kanadın farklı bölümlerinde Şekil 1.1.'den de görülebileceği gibi farklı soğutma teknikleri uygulanır. Türbin kanadının soğutulması, orta bölümde yüzeye kanatçıkların yerleştirildiği kanallarla yapılırken, kanadının sıcak akışkanla temas ettiği dış yüzeyde film soğutma yöntemiyle, kanadın kuyruk bölümünde ise kanat kesitinin dar olması nedeniyle pin-fin soğutma yöntemi ile yapılır.



Şekil 1.1. Türbin kanadı üzerinde yapılan soğutma yöntemleri [1].

Türbin kanadının maruz kaldığı termal yükler kanadın her bölgesinde aynı olmamaktadır. Özellikle sıcak akışkanın kanatla ilk temas ettiği bölge olan baş bölgesinde malzeme sıcaklığı kanadın diğer bölgelerine göre daha yüksek olur. Malzeme kalınlığı da bu bölgede kanadın diğer bölgelerine göre daha kalın olmasından dolayı jet çarpmalı soğutma yöntemi ile bu bölgede diğer yöntemlere göre daha etkin bir soğutma yapılabilmektedir. Benzer şekilde jet çarpmalı soğutma yöntemiyle stator kanatlarının hem baş, hem de orta bölümünde etkin bir soğutma işlemi yapılabilmektedir.

Geçmişten günümüze kadar türbin kanadının soğutulması üzerine birçok araştırmalar yapılmış ve halen yapılmaya devam edilmektedir. Şekil 1.2.'de türbin giriş sıcaklığının yıllara göre değişimindeki artış gösterilmiştir. Son dönemde film, jet çarpmalı soğutma, terleme ve yeni soğutma teknikleri üzerine yoğunlaşmış ve elde edilen sonuçlar neticesinde türbin girişinde akışkan sıcaklığı, kanat malzemesinin dayanabileceği sıcaklığın oldukça üzerine çıkabilmiştir.



Şekil 1.2. Gaz türbin kanadı üzerinde yapılan soğutma teknikleri [2].

Kanadın soğutulması kompresörden temin edilen hava ile yapılmaktadır. Soğutma için gerekli olan havanın artması, kompresörden türbine gönderilen havanın miktarının azalmasına ve türbin veriminin düşmesine neden olmaktadır. Bu nedenle kanat

üzerinde yapılacak soğutma işlemi mümkün olan en az hava kullanılarak yapılmalıdır. Bununla birlikte kanat üzerinde yapılacak soğutma mümkün olduğunca dengeli olması gerekmektedir. Kanat üzerinde yapılacak dengesiz soğutma, kanadın farklı bölgelerinde malzeme sıcaklığında önemli farklar oluşturacaktır. Bu durum kanat üzerinde termal gerilmelerin artmasına neden olmakta ve kanat malzemesinin ömrünü önemli ölçüde azaltmaktadır. Kanat üzerinde yapılacak soğutma işleminin tasarımında dikkat edilmesi gereken diğer bir husus da, soğutma işleminin minimum basınç kaybı ile yapılması gerektiğidir. Düşük basınç kaybı ile yapılacak soğutma yöntemi ile kompresörde tüketilen iş azaltılmış olunur ve buna bağlı olarak türbin veriminin artması sağlanır. Bu nedenlerle kanat üzerinde yapılacak soğutma işleminin tasarımı çok iyi yapılması gerekmektedir.

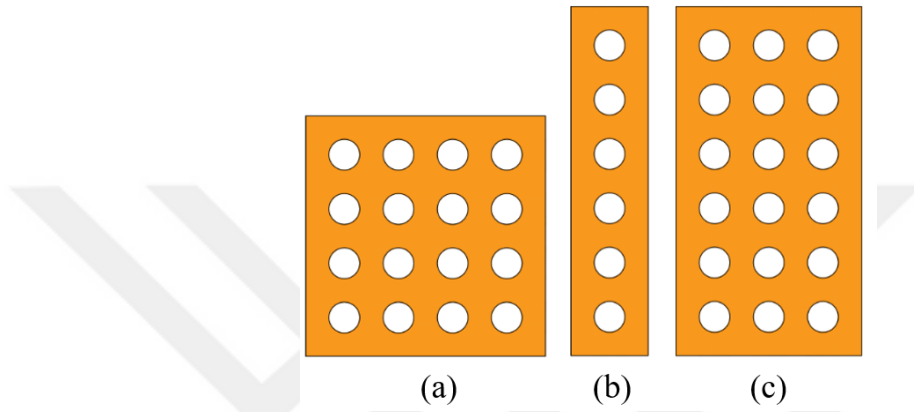
### 1.1. JET ÇARPMALI SOĞUTMA

Bir yüzey üzerindeki ısı transferi oranı yüzey üzerindeki akışkanın hızı ile doğrudan ilişkili olup, yüzey üzerindeki akışkanın hızının artmasıyla yüzeyden gerçekleşen ısı transferi oranı da artmaktadır. Jet çarpma ile yüzey üzerindeki bir delik ya da aralıktan yüksek hızda akışkan kütlesinin yüzeye çarptırılması ile yüzey üzerindeki akışkanın hızı artırılarak yüzeyden gerçekleşen ısı transfer miktarının artması sağlanır.

Şekil 1.3.'de bir yüzeye çarpan jetin akış bölgeleri ve jet profili görülmektedir. Serbest jet bölgesinde jet çıkışından sabit hızla çıkan akışkan yüzeye doğru ilerledikçe çevre akışkanla arasında momentum aktarımı olur. Bu durum serbest jet sınırının genişlemesine, buna karşılık sabit hız çekirdeği (potansiyel çekirdek) sınırının daralmasına neden olur. Potansiyel çekirdek sınırı içerisinde kalan akışkanın hızı ( $U_m$ ) jet çıkış hızına ( $U_n$ ) eşittir. Jet çıkışından itibaren akış ilerledikçe akışkanın kesme gerilmesi nedeniyle potansiyel çekirdeğin kesitinde giderek küçülme görülür [3]. Literatürde potansiyel çekirdeğin uç noktasında akış hızının  $U_m=0,95U_n$  olarak tanımlanmış ve potansiyel çekirdek uzunluğunun ise jet çapının ( $D_j$ ) altı katı olduğu belirtilmiştir [4]. Yapılan bu tespit sonraki yıllarda yapılan çalışmalarda da kabul görmüştür [5,6]. Jet plakası ile hedef yüzey arasındaki boşluk yeterince büyük olduğunda potansiyel çekirdek bölgesinden itibaren akışın aksel hızında düşüş olmaya başlar. Yapılan bir analizde akışın merkez çizgi boyunca hızındaki düşüş ile

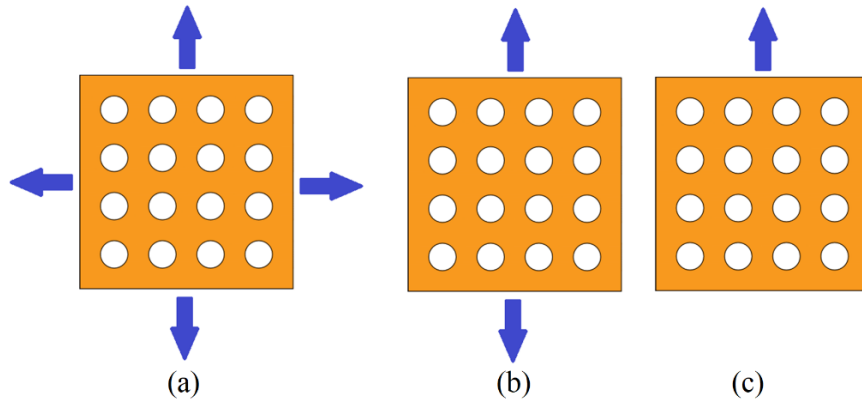


Gaz türbinlerinde jet delikleri Şekil 1.4.'de gösterildiği gibi tek sıralı olabileceği gibi çok sıralı da olabilir. Düzgün sıralı yerleşimler genelde elektronik parçaların soğutulması ve kurutma sektörü gibi alanlarda kullanılırken, tek sıralı jet yerleşimi türbin kanadının genellikle baş bölümünde kullanılması tercih edilir. Çok sıralı jet yerleşimi ise kanadın hem baş bölgesinde hem de orta bölümlerinde tercih edilebilmektedir.



Şekil 1.4. Jet diziliş biçimleri a) düzgün sıralı b) tek sıralı c) çoklu sıralı.

Jet çarpmalı soğutmada üç farklı şekilde gerçekleşen akışın tahliyesi Şekil 1.5.'de gösterilmiştir. Akışın tek yönde tahliyesi maksimum çapraz akışı oluşturmaktadır.

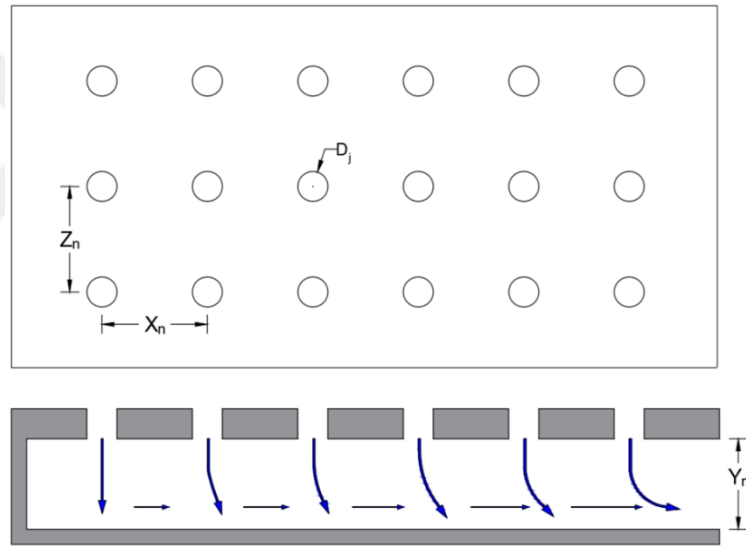


Şekil 1.5. Jet akışta çapraz-akış türleri a) minimum çapraz-akış b) orta çapraz-akış c) maksimum çapraz-akış.

Çapraz akış, yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini etkileyen önemli parametrelerden biridir. Şekil 1.6.'da görüldüğü gibi kanal içerisinde meydana gelen çapraz akış, akış yönüne doğru jet profilini etkilemekte ve jetlerin hedef yüzeye etki

etmesi gereken bölgeden sapmalar meydana getirmektedir. Bununla birlikte sıralı düzende yerleştirilen jetlerde çapraz akış oranı, akış yönüne doğru ilerledikçe artmakta ve son deliklerin  $Re$  sayısını düşürerek hedef yüzeyde dengeli soğutmanın yapılmasını olumsuz yönde etkilemektedir [11]. Bu da jet çarpmalı soğutmanın etkinliğini önemli ölçüde azaltmaktadır [12,13]. Delik sayısının artması çapraz akışı arttırdığından jet çarpmalı soğutmanın etkinliğinin azalmasına neden olmaktadır [14].

Çoklu sıralı olarak yerleştirilen jet deliklerinde de benzer etkiler olmaktadır[15]. Delik aralıkları arttırıldığında jetlerin çapraz akıştan etkilenmesi kısmen azalsa da tamamen önlenememektedir [15]. Yüzey üzerinde ısı transferini arttırmak ve dengeli soğutma yapabilmek için çapraz akışın etkisi azaltılmalıdır [16,17].



Şekil 1.6. Kanal içerisinde oluşan çapraz akış [12].

Jet plakası ile soğutulmak istenen hedef yüzey arasındaki mesafe ( $Y_n$ ) ısı transfer performansını etkileyen önemli bir parametredir. Mesafe değişiminden  $Nu$  sayısı, deliklerdeki  $Re$  sayısının değişimine göre daha fazla etkilenmektedir [16].  $Y_n$  küçüldükçe  $Nu$  sayısı artma eğilimi göstermektedir [18].  $Y_n$ 'in artması çapraz akış nedeniyle jetin hedef yüzeye etki ettiği noktada sapmalar meydana getirmektedir. Özellikle çapraz akışın artmasıyla bu etki daha fazla artmakta ve jetin hedef yüzeye çarpması gereken noktadan tamamen sapmalar oluşmakta ve bu durum hedef yüzeyin dengesiz soğutulmasına neden olmaktadır [19–21].



$X_n/D_j$ , yüzey üzerindeki ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Daha sık yerleştirilmiş jet düzeninde ve özellikle plakalar arası mesafenin artmasıyla  $Nu$  sayısında azalma eğilimi görülürken daha seyrek yerleştirilmiş jet düzeninde ve plakalar arası mesafe küçüldükçe çapraz akışın taşınım etkisinden dolayı  $Nu$  sayısında az da olsa artışlar görülebilmektedir [22,23]. Ancak yüksek  $Re$  sayılarında çarpmalı jet, taşınım ısı transferine göre daha fazla ısı transferi gerçekleştirdiği için geniş delik aralığında ve küçük plakalar arası boşlukta ısı transferi çapraz akışın artması ile azalmaktadır [12]. Akışın tahliyesi her iki yönde de olması durumunda, tek yöne kıyasla ısı transferi çapraz akıştan daha az etkilenmektedir [24,25].

Çapraz akışın etkisini azaltmak için hedef yüzeye küp şeklinde engellerin yerleştirildiği çalışmalar da yapılmış, ancak, jetin etki ettiği bölgedeki sapmalar her ne kadar azalsa da jetin yapısında bozulmaların önüne geçilememiştir [26]. Benzer şekilde çapraz akışın etkisini azaltmak ve ısı transferini iyileştirmek için hedef yüzey üzerinde kanatçıklar da yerleştirilmektedir [27]. Bu durumda özellikle düşük  $Re$  sayılarında ısı transferinde artış elde edilse de yüksek  $Re$  sayılarında jet yapısının çapraz akıştan etkilenmesi nedeniyle ısı transferindeki artışta azalma eğilimi gözlemlenmiştir [28]. Kanatçık yüksekliğinin artması ise düz plakaya göre  $Nu$  sayısını iyileştirmektedir [29].

Çapraz akışın etkisini azaltmak ve ısı transferini iyileştirmek için vorteks oluşumunu sağlayan jet lülesi tasarımları üzerinde de çalışılmıştır. Bu yönde yapılan çalışmalarda kısmen de olsa ısı transferinde artış elde edilmiştir [30].

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde literatürde yer alan ve jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansına etkilerinin incelendiği deneysel ve sayısal çalışmalar özetlenmiştir.

Gardon ve Akfırat [31] yaptıkları çalışmayla iki boyutlu hava jeti ve jet dizilerinin ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneysel çalışmada  $Re$  sayısını 450-22000 arasında alarak laminar ve türbülanslı rejimi kapsayacak şekilde,  $Y_n/D_j$  oranını oldukça geniş bir aralıkta alarak (1/3-80) jet çarpmalı soğutmanın performansına olan etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada durgun bölgenin ısı transferi jet çapının genişliği ile ters orantılı olduğu buna karşılık jet hızıyla doğru orantılı olduğu tespitini yapmışlardır.

Goldstein ve Behbahani [32] jet çarpmalı soğutmanın çapraz akış altındaki yerel taşınım ısı transferi katsayılarına etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çapraz akışın,  $Y_n/D_j \geq 12$  olduğu plakalar arası mesafede maksimum ısı transferini azalttığı, daha küçük oranlarda ise iyileştirdiği belirtilmiştir. Ayrıca bütün  $Y_n/D_j$  mesafelerde, en yüksek  $Nu$  sayısının elde edildiği noktanın durma noktasından çapraz akış yönüne doğru kaydığını belirlemişlerdir.

Lytle ve Webb [33] deneysel olarak  $Y_n/D_j < 1$  olduğu jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer karakteristiklerine etkisini kızılötesi termal görüntüleme tekniği ile incelemişlerdir.  $3600 \leq Re \leq 27600$  yapılan deneysel çalışmada  $Y_n/D_j$  düştükçe akışın ortalama hızında artış olduğu belirtilmiştir ve durgun bölgede ısı transfer katsayısının önemli ölçüde arttığı sonucuna varılmıştır.  $Y_n/D_j \leq 0,25$  olması, akışkanın ivmelenmesinden dolayı ısı transferi ve türbülans seviyesinin artmasına neden olduğu değerlendirilmiştir.

Yan ve Sanie [34] açılı jet deliklerinin jet çarpmalı soğutmada ısı transfer performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada 90°, 75°, 60°, ve 45° jet açıları incelenmiştir. Deneyle 10000 ve 23000  $Re$  sayılarında gerçekleştirmişlerdir. Deneylede diğere bir parametre olarak 4 farklı  $Y_n/D_j$  (2, 4, 7 ve 10) oran belirlenmiştir. Yüzey üzerindeki taşınım ısı transfer katsayısını  $TLC$  metoduyla tespit etmişlerdir. Yapılan deneysel çalışmadan, yerel ısı transferinin dağılımı, aksene olmayan bir şekilde gerçekleşmiştir. Jet-levha mesafesi küçüldükçe, ısı transfer dağılımı daha asimetrik olmuştur. Ayrıca maksimum ısı transferi, durma noktasından daralan yöne doğru kaydığı gözlemlenmiştir. Isı transferinin en fazla olduğu bölgeden itibaren değişim incelendiğinde, küçük  $Y_n/D_j$  oranında, daralma yönünde sürekli bir azalma görülürken, genişleme yönünde ikincil maksimum noktaların olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte açılı jetlerin ısı transfer oranının dik jete göre daha düşük olduğu belirtilmiştir.

Li ve Garimella [35] akışkanın termofiziksel özelliklerinin jet çarpmalı soğutmada hedef yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak  $Pr$  sayısı 0,7'den 25,2'ye kadar,  $Re$  sayısını 4000'den 23000'e kadar alınmıştır. Durma noktasının alanı ve ortalama  $Nu$  sayıları tüm  $Pr$  sayıları aralığında elde edilmiş, bununla birlikte, su, hava ve dielektrik sıvı için ayrı ayrı korelasyonlar üretilmiştir.

Lee vd. [36] 2,14 aspek oranlı (AR) eliptik geometrili jet deliklerinin ısı transferine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyle 5000, 10000 ve 20000  $Re$  sayılarında gerçekleştirmişlerdir.  $Y_n/D_j$  oranını 2, 4, 6 ve 10 olarak belirlemişlerdir. Yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısını  $TLC$  yöntemiyle tespit etmişlerdir. Deneyle sonuçlarına göre,  $Y_n/D_j$  oranı 4 ile 10 iken ve tüm  $Re$  sayılarında radial mesafefenin artışıyla yerel  $Nu$  sayısının yavaş bir şekilde azaldığı tespit edilmiştir. Ancak  $Y_n/D_j$  oranı 2 ve  $Re$  sayısı 10000 ve 20000'deyken yerel  $Nu$  sayısı dağılımında ikinci ve üçüncü zirve noktaları ortaya çıkmıştır. Bunun nedenini, çarpma bölgesi ile duvar jet bölgesi arasındaki sınırda oluşan girdaplarla ilişkilendirmişlerdir.  $Y_n/D_j$  oranı 10 olduğunda  $Nu$  sayısının artan türbülans nedeniyle  $Re$  sayısından daha fazla etkilendiği tespit edilmiştir. Durgun bölgedeki eliptik jetin  $Nu$  sayısı, dairesel jet  $Nu$  sayısından daha yüksek olmuştur.

Eliptik jet geometrisine sahip jet çarpmalı soğutmayla ilgili yapılan bir diğer çalışmada, Lee ve Lee [37], AR oranı 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0 ve eşdeğer çaplı dairesel jetlerle ilgili yaptıkları deneysel çalışmada  $Re=10000$ 'de farklı AR oranlarının durgun alan üzerindeki ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yüzey üzerindeki sıcaklık değişimi *TLC* yöntemiyle, akış yapısını ise duman teli tekniği kullanarak tespit etmişlerdir.  $Y_n/D_j < 4$  olduğunda ve AR arttığında dairesel jet geometrisine göre durgun bölge üzerinde ısı transfer oranının arttığı görülmüştür.  $Y_n/D_j > 6$  olduğunda ise tam tersi durum ortaya çıkmıştır.

Bir başka çalışmada da Yan vd. [38] farklı AR oranlı (0,25; 0,50; 1,0; 2,0 ve 4,0) eliptik jet geometrilerin 1500, 3000 ve 4500 *Re* sayılarında ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerine etilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen deneysel sonuçlara göre, eliptik yapıli jetlerin ve çapraz akışın jetin çarpma bölgesini kaydırđı tespit edilmiştir. En yüksek ısı transfer oranına akışın iki yönde gerçekleştiği geometride ulaşıldığı belirlenmiştir.  $AR=0,5$  ve  $Re=3000$  ve 4500 olması durumunda en yüksek ısı transfer oranına ulaşılrken düşük *Re* sayılarında en yüksek ısı transfer oranına  $AR=1,0$  ve 2,0'de ulaşılmıştır.

San ve Lai [39] jetler arasındaki mesafenin düz hedef yüzey üzerindeki yerel *Nu* sayısına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyleri üç farklı jet *Re* sayılarında (10000, 20000, 30000) gerçekleştirmişlerdir.  $X_n/D_j$ , Reynolds sayısının ve jet plakası-hedef yüzey arasındaki mesafenin ( $Y_n/D_j$ ) durgun bölgedeki *Nu* sayısı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Aynı zamanda farklı  $X_n/D_j$  oranların ( $4 \leq X_n/D_j \leq 16$ ) ve  $Y_n/D_j$  oranının ( $2 \leq Y_n/D_j \leq 6$ ) olduğu parametreler incelenerek optimum  $X_n/D_j$  oranını tespit etmeye çalışmışlardır. Deney sonuçlarına göre  $X_n/D_j$  azaldıkça ve  $Y_n/D_j$  arttıkça yerel *Nu* sayısının azaldığı tespit edilmiştir.

Uysal vd. [40] yaptıkları deneysel çalışmada, türbin kanadının kuyruk bölümüne çok sıralı olarak yerleştirilen kare, dikdörtgen ve üçgen kesitli jet deliklerinin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. 3 farklı *Re* sayısında ( $1,6 \times 10^4$ ,  $2,06 \times 10^4$  ve  $2,47 \times 10^4$ ) deneyler gerçekleştirilmiştir. *TLC* yöntemi ile ısı transfer katsayısı ve yüzeydeki ısı transferi dağılımı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre dairesel kesit alana sahip

jette hızın diğer jetlere göre daha yüksek olmasına rağmen ısı transfer katsayısı diğer jetlere göre en düşük değere inmiştir.

Elwekeel ve Abdala [41] dairesel, yarı dairesel ve çeyrek dairesel geometrili jetlerin farklı  $Re$  sayılarında ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak kuru hava ve nemli hava incelenmiştir. Sayısal sonuçlara göre nemli havada ısı transferinde artışın daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Hem kuru hava hem de nemli havada yarım dairesel jetin ortalama  $Nu$  sayısı dairesel jete göre %100'e yakın daha yüksek olmuştur.  $Re=10000$ 'de ve %0,5 nemli havada dairesel jetin ortalama  $Nu$  sayısı %41 iyileştiği görülmüştür.

Rao vd. [42] hem deneysel hem de sayısal olarak yaptıkları çalışmada, hedef yüzey üzerine farklı ölçülerde efizyon delikleri ve pin türbülatorleri yerleştirerek ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısının belirlenmesinde  $TLC$  yöntemi kullanılmıştır.  $Y_n/D_j$  1,5'da sabit tutularak, jet deliklerinde  $Re$  sayısı 15000 ve 30000 için ayrı ayrı deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarına göre pin türbülatorler ve efizyon delikleri çarpaz akışın etkisini akışın tahliye yönüne doğru azaltmış, buna bağlı olarak hedef yüzey üzerinde daha eşit dağılımlı bir ısı transferi gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlarda ise pin türbülatorlü ve efizyon delikli yüzey üzerinde toplam ısı transferi miktarı düz yüzeye göre %51 oranında daha yüksek olmuştur.

Wan vd. [43] çoklu sıralı jet çarpmalı soğutmanın hem düz hem de pin türbülator yerleştirilmiş yüzey üzerindeki ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplamalar sırasıyla 15000 25000 35000  $Re$  sayılarında yapılmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre pin türbülatorler yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Pin türbülatorlü yüzeyde ortalama  $Nu$  sayısı ve hava çıkış katsayısı düz yüzeye göre sırasıyla %34,5 ve %3,0 daha yüksek hesaplanmıştır. Tek sıralı yerleştirilen pin türbülatorlü yüzeyin ısı transfer performansı, çok sıralı olarak yerleştirilen pin türbülatorlü yüzeye göre daha yüksek olmuştur.

Xu vd. [44] çift delikli jet çarpmalı soğutmanın düz yüzey ve sinus dalga şeklindeki yüzey üzerindeki akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir.

Jetler arasındaki etkileşim, duvar jetlerinin çarpıştığı bölgenin ısı transfer performansını düşürmektedir. Tek jet düzeni, çift jet düzenine göre daha iyi performans göstermiştir. İkiz jet düzenindeki alternatif jet akışlarının, termal performansı artırmanın basit ve yeni bir yol olduğunu ileri sürülmüşlerdir. Yapılan hesaplamalardan elde edilen önemli sonuçlardan biri de pürüzlü yüzeyde, akışkanın pürüzlü yüzeyin boşluklarında sıkışması ve akışkan hızının bu bölgelerde düşmesi nedeniyle ısı transfer performansında düz yüzeye göre düşüş olmasıdır.

Xu vd. [45] kararlı ve kararsız akışın jet çarpmalı soğutmada sinus dalga şekline sahip hedef yüzey üzerindeki ısı transfer performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir. Yüzey pürüzlülüğünün etkisi duvar jeti bölgesinde belirgin görülürken, durgun bölgede pürüzlülük etkisinin minimum düzeyde olmuştur. Yüzey pürüzlülüğü, jet deliklerinde  $Re$  sayısı, sıcaklık farkı ve jet geometrisinin ölçüsü gibi parametrelerle karşılaştırıldığında ısı transfer hızının artırılmasında daha baskın bir rol oynadığı tespit edilmiştir.

Xu vd. [46] kararsız orta seviyede titreşimli akışın çoklu jet çarpmada ısı ve kütle transfer hızları üzerindeki potansiyel etkilerini araştırmak için, jet akışı ve çarpma duvarı arasındaki büyük sıcaklık farkları altında iki boyutlu sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sayısal sonuçlar, çok çeşitli koşullarda orta seviye titreşimli akışların hedef yüzey üzerinde ısı transferini önemli oranda arttırdığını göstermiştir. Yapılan sayısal çalışmada, titreşimli akışların, hedef yüzey üzerindeki durgun bölgenin alanını küçülttüğü buna bağlı olarak ısı transferini iyileştirdiği tespit edilmiştir.

Qiu vd. [47] eksenel simetrik jet çarpmalı soğutmada hedef yüzey üzerinde jet eksenine hizasına kanatçık yerleştirerek ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Hedef yüzey üzerine yerleştirilen kanatın ısı transferini önemli ölçüde arttırdığı gözlemlenmiştir. Kanat genişliği ve yüksekliğinin artması ısı transfer alanını arttırmakta ve ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Ortalama  $Nu$  sayısı düz plakaya göre kanatlı yüzey üzerinde %50'ye kadar arttırılabileceği tespit edilmiştir.

Hofmann vd. [48] kararlı ve kararsız jet akışın, yaygın olarak kullanılan 13 farklı türbülans modeliyle farklı  $Y_n/D_j$  oranlarında ve  $Re$  sayılarında ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Küçük  $Y_n/D_j$  mesafesinde meydana gelen laminar-türbülanslı geçişi en doğru *SST k- $\omega$  (transitional flow option)* türbülans modelinin çözümleyebildiği sonucuna varmışlardır. Yapılan hesaplamalardan diğer türbülans modellerinin çoğu, ancak türbülanslı duvar jet bölgesindeki ısı transferini tatmin edici bir şekilde çözümleyebildiğini tespit etmişlerdir.

Kannan ve Sundararaj [49] yaptıkları çalışmada düz hedef yüzey ve dikdörtgen kesitli oyuklardan oluşan hedef yüzey üzerinde tekli jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerini farklı  $Y_n/D_j$  mesafelerinde sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan hesaplamalar sonucu *SST k- $\omega$*  modeli, RNG *k- $\epsilon$*  ve Standart *k- $\epsilon$*  türbülans modeline göre daha kabul edilebilir sonuçlar verdiği görülmüştür. Bununla birlikte *SST k- $\omega$*  türbülans modelinin hedef yüzey üzerindeki ikinci zirve yerel  $Nu$  sayısını deneysel sonuçla aynı noktada gösterdiği tespit edilmiştir. Hedef yüzey üzerindeki oyukların ise ısı transferini kötüleştirdiğini belirtmişlerdir.

Sharif ve Mothe [50] düz ve iç bükey hedef yüzey üzerindeki taşınım ısı transfer katsayısını standart *k- $\epsilon$* , RNG *k- $\epsilon$* , realizable *k- $\epsilon$* , *SST k- $\omega$*  ve LLR Reynolds stress transport türbülans modelleri kullanarak incelemişlerdir. Bununla birlikte denge duvar denklem ve çift katmanlı arttırılmış duvar düzeltme gibi farklı yakın duvar düzeltme seçeneklerini bu türbülans modelleriyle birleştirerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan sayısal çalışmada hedef yüzeyin potansiyel çekirdek alanının dışında olması durumunda çarpma yüzeyi boyunca yerel  $Nu$  sayısının dağılımını tüm türbülans modellerinin kabul edilebilir hassasiyette çözümleyebildiği görülmüştür. Hedef yüzeyin potansiyel çekirdek bölgesi içerisinde kalması durumunda ise türbülans modellerinin  $Nu$  sayısını çarpma bölgesinde deneysel sonuçlardan daha yüksek çözümlediği, bununla birlikte duvar jet bölgesinde ise yeterli hassasiyette çözümleyebildiği tespit edilmiştir. Genel olarak RNG *k- $\epsilon$*  ve *SST k- $\omega$*  türbülans modelinin diğer türbülans modellerine göre hedef yüzey boyunca yerel  $Nu$  sayısı dağılımını daha hassas bir şekilde çözümleyebildiği görülmüştür. Fakat iç bükey hedef

yüzeyde hız profilini *SST k- $\omega$*  hassas bir şekilde modelleyemezken RNG *k- $\epsilon$*  türbülans modeli çok daha hassas bir şekilde modelleyebilmiştir.

Zhou vd. [51]  $v^2-f$  türbülans modeliyle dairesel aksenal simetrik jet çarpmalı soğutmada yüksek sıcaklık farkının, akışkan yoğunluğunun ve termal özelliklerin ısı transfer performansına etkilerini incelemiştir. Sayısal sonuçlara göre yoğunluğun azalması ısı transfer katsayısını düşürürken termal özelliklerin artırılması ise ısı transfer katsayısını arttırdığı görülmüştür. Diğer taraftan, *Nu* sayısının sıcaklık farkından etkilenmediği, bu nedenle düşük sıcaklık farklılıklarında da jet sıcaklığı nitel sıcaklık olarak seçilerek *Nu* sayısının tespit edilebileceği değerlendirilmiştir.

Behnia ve Parneix [52] aksenal simetrik izotermal tam gelişmiş türbülanslı jet çarpmalı soğutmayı  $v^2-f$  türbülans modeliyle incelemiştir. Sonuçları deneysel verilerle ve *k- $\epsilon$*  türbülans modeliyle karşılaştırmışlardır. Yapılan sayısal hesaplamalardan  $v^2-f$  türbülans modelinin deneysel sonuçları mükemmel bir şekilde tahmin edebildiği görülmüştür. Buna karşılık, *k- $\epsilon$*  türbülans modeli ısı transfer oranını deneysel sonuçlardan çok daha yüksek tahmin ettiği ve akış özelliklerini doğru bir şekilde yansıtamadığı sonucuna varılmıştır.

Taie ve Abd [53] jet çarpmalı yüzey üzerinde kare kesitli kanatçıkların ısı transfer performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışma standart *k- $\epsilon$*  türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir. 2 ve 3  $Y_n/D_j$  oranında ve 5000 ve 15000 olacak şekilde iki farklı *Re* sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Aynı koşullarda kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferi düz yüzeye göre daha fazla olmuştur. Türbülantörlü yüzeyin *Nu* sayısı ve duvar soğutma etkinliği düz yüzeye göre sırasıyla  $Y_n/D_j=2$ 'de %32,85; %22,13;  $Y_n/D_j=3$ 'de ise %31,37; %14,58 daha yüksek olmuştur.

Dutta vd. [54] aksenal simetrik jet çarpmalı soğutmada Standart *k- $\epsilon$* , RNG *k- $\epsilon$* , realizable *k- $\epsilon$* , Launder and Sharma *low Re k- $\epsilon$* , Chang-Hsieh-Chen *low Re k- $\epsilon$* , standard *k- $\omega$* , *SST k- $\omega$*  ve  $v^2-f$  türbülans modellerinin sonuçları incelenmiştir. Düşük  $Y_n/D_j$  mesafesinde, ısı transferi ve akış karakteristiğini deneysel sonuçlara en yakın olarak tahmin eden türbülans modeli *SST k- $\omega$*  (*transitional model*) olmuştur. Büyük



$Y_n/D_j$  mesafesinde ise sadece *SST*  $k-\omega$  ve standart  $k-\varepsilon$  türbülans modellerinin yerel  $Nu$  sayısı dağılımını doğru bir şekilde belirleyebildiği görülmüştür. Bazı modeller ise yerel  $Nu$  sayısının dağılımda ikinci tepe noktasını yanlış tahmin etmiştir. Bu yanlış tepe noktası, türbülans seviyesinin durgunluk noktasındaki çok küçük bir değerden duvar jet bölgesindeki yüksek seviyeye çıkmasıyla ilişkilendirilmiştir.

Sharif ve Banerjee [55] aksenel simetrik jet çarpmalı soğutmada hareketli izotermal hedef yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal hesaplamalar gelişmiş duvar düzeltmeli  $k-\varepsilon$  türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir. Hesaplama parametrelerini,  $Re$  sayısı 5000'den 20000'ne, boyutsuz hedef yüzey hızı 0'dan 2'ye,  $Y_n/D_j$  ise 6'dan 8'e kadar almışlardır. Sonuçlarda yerel ve ortalama  $Nu$  sayılarının dağılımı ve belirlenen akış parametrelerinde hedef yüzey üzerinde oluşan yüzey sürtünme katsayısı gösterilmiştir. Hesaplama sonuçları, ortalama  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısı ile birlikte önemli ölçüde arttığını ortaya koymuştur. Öte yandan, ortalama yüzey sürtünme katsayısı,  $Re$  sayısı ile hemen hemen değişmezken, plaka hızı ile önemli ölçüde arttığı görülmüştür.

Yang vd. [56] aksenel simetrik jet çarpmalı soğutmanın yarım daire şeklindeki iç bükey hedef yüzey üzerindeki ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal hesaplamalarda  $k-\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Hesaplamalarda  $Re$  sayısı  $5920 \leq Re \leq 23700$  aralığında ve  $Y_n/D_j$   $0,5 \leq Y_n/D_j \leq 12$  aralığında alınmıştır. Yarı dairesel iç bükey yüzey boyunca yerel  $Nu$  sayısının değişimi durgun bölgeki maksimum değerden itibaren yavaş bir şekilde düşmüştür. Sayısal sonuçlar, yerel  $Nu$  sayısını %15'lik bir azami tutarsızlıkla makul bir şekilde çözümleyebildiğini göstermektedir. Yapılan hesaplamalarda  $Re$  sayısı sabit tutulduğunda, hedef yüzey üzerindeki ortalama  $Nu$  sayısı,  $Y_n/D_j=0,5$  haricindeki farklı  $Y_n/D_j$  mesafelerinden, önemli derecede etkilenmediği görülmüştür.

Rhea vd. [57] düz yüzey üzerindeki aksenel simetrik jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansına etkisini Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) ve large eddy simulation (*LES*) modelleri ile incelemiştir. *LES* modelinin deneysel sonuçlarla daha tutarlı olduğu belirtilmiştir.

Zuckerman ve Lior [58]  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ , Reynolds Stress Model (*RSM*), Algebraik Stress Models (*ASM*), Shear Stress Transport (*SST*), ve  $v^2-f$  türbülans modelleriyle jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansına etkilerini araştırmışlardır. İnce ağ yapısına rağmen  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ , *RSM* ve *ASM* türbülans modellerinin sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında büyük hatalar verdiği belirtilmiştir. Yaptıkları çalışmadan *SST* ve  $v^2-f$  türbülans modellerinin jet akışın akış özelliklerini en iyi şekilde gösterebildikleri görülmüştür. Bununla birlikte *SST* ve  $v^2-f$  türbülans modellerinin hassas çözüm ve çözüm hızı bakımından tercih edilebileceği önerilmiştir. Aynı zamanda  $v^2-f$  türbülans modelinin *SST* modeline göre daha hassas çözüm yaptığı ortaya konulmuştur.

Kadiyala ve Chattopadhyay [59] aksel simetrik jet çarpmalı soğutmanın hareketli yüzey üzerindeki ısı transfer performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal hesaplamalarda hem laminar hem de türbülanslı akışlarda ısı transferini tahmin edebilen *SST* türbülans modelini (*Transition model*) kullanmışlardır. Çözüm parametreleri olarak *Re* sayısı 100'den 5000'e kadar değiştirilmiş, yüzey hızı ise nozul çıkışındaki jet hızının 6 katına kadar alınmıştır. Yüksek yüzey hızlarında hareketli yüzeyden gerçekleşen ısı transferinin statik yüzey üzerinden gerçekleşen ısı transferinden daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Ekiciler vd. [60] düz, üçgen oluklu ve sinüzoidal oluklu hedef yüzeyler üzerinde dikdörtgen kesitli jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Hesaplamalarda *Re* sayısı 125'den 500'e kadar değiştirilmiştir. Hesaplamalar sonlu hacim yöntemi (FVM) yöntemiyle yapılmıştır. *Nu* sayısı düz hedef yüzeye göre pürüzlendirilmiş yüzey üzerinde %300'ün üzerinde artmıştır. Yerel *Nu* sayısı ise düz hedef yüzeye göre pürüzlü yüzey üzerinde %50 artmıştır. Düşük *Re* sayısında en yüksek *Nu* sayısına sinüzoidal oluklu hedef yüzeyler üzerinde ulaşılmıştır. Diğer taraftan, sinüzoidal oluklu hedef yüzeyin performans değerlendirme kriteri diğer yüzeylerden yüksek olmuştur. Düz yüzeyle karşılaştırıldığında sinüzoidal oluklu hedef yüzeyin performans değerlendirme kriteri %270 daha yüksek olmuştur.

Bhagwat ve Sridharan [61] jet çarpmalı soğutmanın, farklı  $Re$  sayısında ve plakalar arası mesafede, farklı açılarda konumlandırılmış hedef yüzey üzerindeki ısı transfer performansına etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Hesaplamalarda  $v^2-f$  türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal sonuçlar,  $v^2-f$  türbülans modelinin yerel  $Nu$  dağılımını hassas bir şekilde tahmin edebildiğini göstermiştir. Maksimum ısı transferi, yatay hedef yüzeyde durgun bölgede gerçekleşirken, eğimli yüzeyde jetin çarptığı bölgenin dışında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Xing vd. [62] sıralı jet çarpmalı soğutmanın farklı  $Y_n/D_j$  mesafelerinin,  $Re$  sayılarının ve çapraz akış oranlarının ısı transfer performansına etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Deneylerde hedef yüzeyin taşınım ısı transferinin belirlenmesinde  $TLC$  yöntemini kullanmışlardır. Yapılan sayısal çalışmadan, yerel ısı transfer katsayısı dağılımının deneyselle oldukça tutarlı olduğu görülmüştür. Bu nedenle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ( $HAD$ ) ile jet çarpmalı soğutmanın tasarımı hassas bir şekilde yapılabileceği değerlendirilmiştir.

El-Gabry ve Kaminski [63] sıralı jet çarpmalı soğutmada, jet açılarının,  $Re$  sayılarının,  $Y_n/D_j$  mesafelerinin ve kanatçıklı hedef yüzeyin ısı transferine ve basınç kaybına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Jet açıları sırasıyla  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  ve  $90^\circ$  derece alınmış ve 15000 ile 35000 arasında 5 farklı  $Re$  sayısında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlarına göre, kanatçıklı yüzeyin ısı transferini önemli derecede iyileştirdiği, bununla birlikte yüzey üzerindeki düzensiz sıcaklık dağılımını azalttığı, bu nedenle yüzey üzerinde oluşan termal gerilmelerin azaldığı değerlendirilmiştir. Kanatçıklı yüzeyde yüzeyin pürüzlülüğü nedeniyle ihmal edilebilecek düzeyde basınç kaybında artış görülmüştür. En yüksek basınç kaybı küçük  $Y_n/D_j$  aralığında olurken önemli derecede ısı transferinde artış olmamıştır. Bu nedenle, plakalar arası boşluğun küçük olmasından kaçınılması gerektiği değerlendirilmiştir. Yüzeye açılı çarpan jetler ısı transferini azaltırken, yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin daha dengeli olmasını sağlamıştır.

Penumadu ve Rao [64] yaptıkları çalışmada sıralı jet çarpmalı soğutmada çok fazla sayıdaki jet dizininin düşük  $Re$  sayılarında hedef yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine ve basınç düşüşüne etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal

çalışmada Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes (URANS) ve Large Eddy Simulation (LES) modelleri kullanılmıştır. HAD ile yapılan hesaplamaların sonucuna göre, sayısal sonuçların deneysel sonuçları %10 fazlayla kabul edilebilir derecede verdiği, çapraz akışın akış yönü boyunca jetleri önemli derecede etkilediği, dahası, son jetlerin yüksek çapraz akıştan dolayı salınım gerçekleştirdiği, sayısal sonuçların basınç düşüşünü %50 fazla tahmin ettiği, sistemdeki ana basınç kaybının nozül girişindeki büzülme etkisine ve viskoz kayıplara bağlı olduğu, basınç düşüşü jet çapından oldukça fazla etkilenirken buna karşılık  $Y_n/D_j$  mesafesinden çok fazla etkilenmediği değerlendirilmiştir.

Baghel vd. [65] aksenal simetrik jet çarpmalı soğutmanın düz yüzey üzerindeki ısı transferi performansına etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal hesaplamalarda  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$  ve  $v^2-f$  türbülans modelleri kullanılmıştır.  $Re$  sayısı 20000-60000,  $Y_n/D_j$  0,5-2,0 aralığında hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalara göre  $v^2-f$  türbülans modeli diğer türbülans modellerine göre sonuçları daha hassas bir şekilde ortaya koymuştur.  $Y_n/D_j=0,5$ 'in  $Nu$  sayısının  $Y_n/D_j \geq 1,0$ 'a göre %20 daha fazla olduğu görülmüştür. Genel olarak  $Y_n/D_j$  düşmesiyle ortalama ve yerel  $Nu$  sayısının her ikisinin de yükseldiği değerlendirilmiştir.

Chen vd. [66] V-şeklindeki kanatçıkların yerleştirildiği hedef yüzey üzerindeki ısı transfer sonuçlarını ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Hem jet plakası hem de hedef yüzeyin V-kanatçıkların olduğu, sadece jet plakasının V-kanatçıkların olduğu ve sadece hedef yüzey üzerine yerleştirilmiş V-kanatçıklı olan 3 farklı model incelenmiştir. Yüzeyin ısı transfer katsayısının belirlenmesinde  $TLC$  yöntemi kullanılmıştır. Sayısal çalışmalar RANS ve SST türbülans modelleriyle gerçekleştirilmiştir. Deneyler ve hesaplamalar 15000'den 35000'e kadar olan farklı  $Re$  sayılarında gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve sayısal hesaplamalardan ortalama  $Nu$  sayısının en fazla %15 hata ile hesaplanabildiği görülmüştür. V-kanatçıklı yüzeylerin olduğu modellerde  $Nu$  sayısının 1,16 katı kadar arttığı belirtilmiştir. V-kanatçıkların hedef yüzey alanını arttırdığı için ısı transferini de arttırdığı değerlendirilmiştir. V-kanatçıklı yüzeylerin olduğu modellerde ihmal edilebilecek düzeyde basınç düşüşünde artış olduğu görülmüştür.

Xing vd. [67] deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirdikleri bir çalışmada mikrokanatçıklı yüzey ve düz yüzey üzerindeki jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansını incelemişlerdir. Yapılan çalışmada ayrıca farklı  $Y_n/D_j$  oranlarının (3,4 ve 5), çapraz akış oranlarının ve jet  $Re$  sayılarının hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımına ve sistemin basınç kaybına etkisini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısının belirlenmesinde  $TLC$  yöntemini kullanmışlardır. Hem düz yüzey, hem de kanatçıklı yüzey üzerinde, en yüksek ısı transfer katsayısına  $Y_n/D_j=3$ ' mesafesinde ulaşılmıştır. Kanatçıklı yüzeyde en yüksek ısı transfer performansına, en düşük çapraz akış durumunda ulaşıldığı görülmüştür.  $Re$  sayısının artmasıyla, ısı transfer artış oranının yükseldiği görülmüştür. Yapılan sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla tutarlı olduğu belirtilmiştir.

Rao vd. [68] fazlaca sayıda delik adedinin olduğu sıralı jet çarpmalı soğutmanın (841x841 adet jet deliği) düşük  $Re$  sayılarında (<1000) hedef yüzey üzerindeki ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada  $k-\omega$  türbülans modeli tercih edilmiştir. Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre; laminar rejimde gerçekleşen jet çarpmanın karakteristikleri türbülans rejiminden farklı olmadığı, çapraz akışın, hedef yüzeyin ısı transfer katsayısını ve  $Nu$  sayısını akış boyunca giderek düşürdüğü,  $k-\omega$  türbülans modelinin, akış karakteristiklerini doğru bir şekilde ortaya koyması ve hesaplamalardan elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla tutarlı olması nedeniyle çoklu sıralı jet çarpmalı modellerin incelenmesinde kullanılabileceği, bununla birlikte sayısal hesaplama ile elde edilen ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü, deneysel sonuçlardan sırasıyla %10 ve %20 daha yüksek bulunduğu, bu şekilde çoklu jet çarpmalı sistemlerin ısı transfer performansı, çapraz akışa karşı çok hassas olduğu ve bu nedenle bu tür sistemlerin geometrik parametrelerini, belirli bir alan veya ısı akısı dağılımı için ve ısı transferini maksimize etmek için optimize edilmesi gerektiği değerlendirilmiştir.

Ganatra ve Singh [69] gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada, eksenel simetrik jet çarpmalı soğutmada hedef yüzey üzerine ve jet eksenine hizasına yerleştirilen silindirik türbülötörün ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan hesaplamalarda standart  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , realizable  $k-\epsilon$ , standart  $k-\omega$ ,  $SST k-\omega$ ,

$v^2-f$  ve düzeltilmiş  $v^2-f$  türbülans modellerini kullanarak sonuçları karşılaştırmışlardır. Hesaplamalarda  $Y_n/D_j$  oranı 4'den 15 kadar,  $Re$  sayısı ise 23000'den 38800'e kadar alınmıştır. Yapılan sayısal hesaplamaların sonucuna göre deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren türbülans modelinin modife edilmiş  $v^2-f$  türbülans modeli olduğu görülmüştür. Bununla birlikte modife edilmiş  $v^2-f$  türbülans modelinin hem statik bölgede hem de duvar jeti bölgesinde diğer türbülans modellerine kıyasla sonuçları daha az hatayla çözümlendiği belirtilmiştir. Hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımını yine modife edilmiş  $v^2-f$  türbülans modelinin daha hassas modellediği tespit edilmiştir.

Son yıllarda yüzey üzerine iç bükey oyukların yerleştirilmesi, ısı transferi iyileştirme metodlarına alternatif olarak kabul edilmiştir. Oyuklu yüzeyde, nispeten düşük basınç kaybı ve ısı transferini orta derecede iyileştirme potansiyeli vardır. Bu iç bükey oyuklar akışın ayrışmasına ve vorteks çiftleriyle yeniden birleşmesine neden olmaktadır. Oyuklu yüzeyde ısı transferinin yüksek olduğu alanlar, özellikle oyuğun hemen devamındaki yüzey üzerinde akışın yeniden birleştiği bölgelerdir. Oyuklu yüzeylerin sağladığı bazı avantajlar nedeniyle, literatürde jet çarpmalı soğutmayla birlikte kullanılmasına yönelik araştırmalar da mevcuttur.

Azad vd. [70] oyuklu ve pinli yüzeylerin jet çarpmalı soğutmaya etkisini araştırmışlardır. Oyuklar ve pinler sırasıyla dairesel oyuklar ve çıkıntılar olduğundan, bu iki hedef yüzeyde ısı transferinin artırılmasında bazı avantajlar sunmuştur. Daha düşük  $Re$  sayısında, pinli yüzey, oyuk yüzeyden daha iyi performans göstermiştir. Daha yüksek  $Re$  sayılarında, çukurlu yüzey belirli bir akış yönü için pinli yüzeyden daha iyi performans göstermiştir.

Taslim vd. [71] konik şekilde pürüzlendirilmiş kavisli hedef yüzey üzerinde jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansını deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneylerde pürüzsüz yüzeye göre ısı transferinde önemli bir artış olduğunu bildirilmiştir. Baş bölümünde akış tahliyesinin, hedef yüzeydeki ısı transferini de önemli ölçüde arttırdığı sonucuna varmışlardır.

Hedef yüzey üzerindeki ısı transfer performansını arttırmak için Ekkad ve Kontrovitz [72] yüzey üzerine, hem jet eksenine hizasına, hem de iki jetin tam ortasına gelecek

şekilde oyukların yerleştirildiği jet çarpmalı soğutmayı deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylede ayrıca oyukların farklı derinlikleri de incelenmiştir.  $Re$  sayısı 4800 ile 14800 arası alınmıştır. Yüzeyin ısı transfer katsayısının belirlenmesinde  $TLC$  yönteminden faydalanmışlardır. Sonuçlar düz yüzey ile karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlarına göre, hem tek sıralı hem de çoklu sıralı olarak oyukların yerleştirildiği yüzeyin ısı transfer oranı düz yüzeye göre düştüğü tespit edilmiştir. Bunun nedenini, oyuk üzerindeki jet akışın oyuktan etkilenmesine ve jet yapısının bozulmasına bağlamışlardır.

Kanokjaruvijit ve Martinez-botas oyuklu hedef yüzey ile ilgili dört farklı deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bunlardan ilki [73]  $8 \times 8$  düzenindeki jet çarpmalı soğutmada hedef yüzeyi üzerine yerleştirilen çapraz dizili oyukların ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Isı transfer katsayısının belirlenmesinde  $TLC$  yöntemini kullanmışlardır. Deneyleler  $Re=11500$ 'de gerçekleştirilmiştir.  $Y_n/D_j$  sırasıyla 2, 4 ve 8 olarak alınmış ve yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Yarım küre ve üst üste binmiş eliptik yapıda iki farklı oyuk geometrisi incelenmiştir. Aynı zamanda çapraz akışların (tek yönde, çift yönde ve dört yönde tahliye) etkisi de değerlendirilmiştir. Yapılan deneysel incelemede, oyuklu yüzeyin etkisi maksimum çapraz akışta ve büyük  $Y_n/D_j$  mesafelerinde daha çok ortaya çıktığı değerlendirilmiştir. Minimum çapraz akışta ise kanal içerisinde akışın tahliyesini zorlaştırdığı belirtilmiştir. Oyuk üzerine çarpmanın etkisiyle akışın oyuk içerisinde devirdaim gerçekleştirdiği, özellikle bunun düşük  $Y_n/D_j$  oranında daha fazla ortaya çıktığı görülmüştür. Oyuk geometrisinin etkisine ilişkin yapılan bu çalışmada, yarım küre ile üst üste binmiş eliptik oyukun performansında çok fazla fark olmadığı değerlendirilmiştir.

Kanokjaruvijit ve Martinez-botas'ın gerçekleştirdiği ikinci deneysel çalışmanın [74] ilk deneysel çalışmadan farkı  $Re$  sayısı 5000'den 11500'e kadar incelenmiştir. Jet-hedef yüzey boyutsuz mesafesini  $Y_n/D_j$  1'den 12'e kadar almışlardır. Boyutsuz oyuk derinliğini ( $d/D_c$ ) 0,15; 0,25 ve 0,29 olarak alınmıştır. Bununla birlikte jet çapının oyuk çapına oranı olan diğer bir boyutsuz parametre de  $D_j/D_c$ 'yi 0,25; 0,50 ve 1,15 olarak almışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmaların sonuçlarına göre;  $Y_n/D_j=2$ 'de küçük  $d/D_c$

oranında ısı transferi düz yüzeye göre %70 artmıştır.  $d/D_ç=0,25$  olduğunda bu oran %30 olduğu belirtilmiştir.

Kanokjaruvijit ve Martinez-botas'ın gerçekleştirdiği üçüncü deneysel çalışmada [75] bir önceki çalışmanın [74] sonuçları ile, hem düz hem de oyuklu hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısının değişimini  $Re$ ,  $Y_n/D_j$ ,  $d/D_ç$ , ve  $D_j/D_ç$  parametreleri ile veren bir fonksiyon türetmişlerdir.

Kanokjaruvijit ve Martinez-botas'ın gerçekleştirdiği bir diğer çalışmada [76] 8x8 dizideki jet çarpmalı akışta çapraz dizideki oyuk yüzeyin ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Yüzeydeki ısı transfer katsayısı  $TLC$  yöntemiyle tespit edilmiştir.  $Y_n/D_j$  sırasıyla 2, 4 ve 8 olarak alınmış, yarım küre oyuklu ve üst üste binmiş eliptik oyuklu yüzeyler incelenmiştir. Minimum (dört yönde tahliye), orta (çift yönde tahliye) ve maksimum çapraz akış (tek yönlü tahliye) şartları altında deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerin sonucuna göre ısı transferindeki en fazla artışı, minimum çapraz akışta gerçekleşmiştir. Oyuklu yüzeyin genel olarak ısı transferini iyileştirdiği değerlendirilmiştir.

Kanokjaruvijit vd. [77] oyuklu yüzey üzerinde gerçekleşen jet çarpmanın ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Oyuklu yüzeyin sonuçları düz yüzeyin sonuçları ile karşılaştırılmıştır.  $Re$  sayısı 100 ile 1400 arasında,  $Y_n/D_j=2$ 'den 6'ya kadar,  $d/D_ç$  ise 0,1; 0,15; 0,2 ve  $D_ç/D_j$  0,25-1 arasında alınarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deney sonuçlarından, oyuklu yüzeyin geniş çarpma alanından dolayı ısı transferinde azalma olduğu ve oyuk eğiminin akışın yüzeye çarpıp oyuktan ayrılırken yüzeyden ayrıldığı ve bunun sonucunda ters akışın olduğu değerlendirilmelerini yapmışlardır.

Oyuklu yüzeyle birlikte oyuklar arasına kanatçıkların yerleştirildiği çalışmalar da yapılmıştır. Jing vd. [78] yaptıkları sayısal çalışmada farklı düzendeki oyuk ve kanatçıkların ısı transferi, sürtünme ( $f$ ) ve akış karakteristiklerine etkilerini araştırmışlardır.  $Re$  sayısı 10000-50000 arasında incelenmiştir. Deneylerde iç bükey, düz ve V-şekildeki üç farklı kanal ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlara göre,  $Re$  sayısının artmasıyla tüm kanallarda ısı transfer katsayısı da yükselmiştir. %16-34 ile



en fazla artış düz kanalda olmuştur. Sürtünme karakteristiğinde de en fazla artış %24-56 ile düz kanalda gerçekleşmiştir. En düşük  $f$  artışı ise iç bükey kanalda gerçekleşmiştir. Yerel ve ortalama  $Nu$  sayısının maksimum değerine oyuk ve çıkıntılı yüzeyde ulaşılmıştır. Bununla birlikte iç bükey ve V-şekilli kanalların oyuklu olan yüzeylere göre ısı transfer performansında önemli avantajlara sahip olduğu belirtilmiştir.

Oyuklu yüzey üzerinde yapılan bir başka çalışmada Hout vd. [79] yüzey üzerine küre şeklinde oyuklar yerleştirmişler ve jet çapının ( $D_j$ ) küre açık ağız çapına ( $D_k$ ) oranı  $D_j/D_k=0,83$  olduğu modelde parçacık görüntü velosimetrisi ile jetin çarptığı yerin, akış alanına etkisini incelemişlerdir. Deneyler,  $Re$  sayısı 1352, 6268 ve 12342 olacak şekilde üç farklı akış altında gerçekleştirilmiştir. İki oyuk arasına konumlandırılan jet akışı, duvar jeti bölgesindeki akış alanı üzerinde oldukça etkili olurken, oyuk üzerine konumlandırılan jetlerde bu durumun çok fazla değişmediği tespit edilmiştir.

Zhang ve Gao [80] düzenli ve frekanslı akış şartlarında oyuklu hedef yüzeyin olduğu jet çarpmalı soğutmanın ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplamalarda  $SST k-\omega$  türbülans modelini kullanmışlardır. Yapılan hesaplamaların sonucunda akış frekansının artmasının ısı transfer performansını iyileştirdiği görülmüştür. Frekansın artmasıyla oyuklu ve çıkıntılı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısının düzenli akışa yaklaştığı tespit edilmiştir. Çıkıntılı yüzeyin durgun bölgesindeki ortalama  $Nu$  sayısı düz yüzeye kıyasla daha yüksek olmuşken, oyuklu yüzeyin ise düz yüzeye kıyasla daha düşük olmuştur.

Sriromreun ve Sriromreun [81] dairesel hedef yüzey üzerindeki silindirik şeklindeki oyukların ısı transferine etkisini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlara göre en fazla ısı transfer oranına  $D_j/D_c=1$  olduğunda ve  $Y_n/D_j=2$ 'de ulaşılmıştır. Isı transferindeki artış düz yüzeye göre  $Re=14500$ 'de %200'e kadar çıktığı tespit edilmiştir.

Sriromreun ve Sriromreun [82] deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada oyuklu yüzeyin jet çarpmalı soğutmada ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkilerini araştırmışlardır. 15 farklı geometrideki test plakası, farklı

$Y_n/D_j$  boyutsuz mesafede, oyuk mesafesinde ( $E_r$  ve  $E_\theta$ ) ve oyuk çapında  $D_\zeta$  incelenmiştir.  $Re$  sayısı 1500'den 14600'e kadar olan akışlarda deneyleri ve hesaplamaları gerçekleştirmişlerdir. En yüksek termal artış faktörüne ( $TAF$ )  $Y_n/D_j=2$ ,  $D_\zeta=1$  cm,  $E_r=2D_\zeta$ ,  $E_\theta =1,5D_\zeta$  ve  $Re=1500$  parametrelerinde ulaşılmıştır. Oyuklu yüzeyden elde edilen  $TAF$ , düz yüzeyden 5,5 kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Yüzeye yapışık olmayan ve belli bir yükseklikte konumlandırılan kanatçıklı çalışmalar da literatürde yer almaktadır. Katti ve Prabhu [83] yüzeyden ayrılmış kanatçıklı jet çarpmalı soğutmanın akış ve ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada kanatçık genişliği, kanatçık yüksekliği kanatçıklar arası mesafe gibi parametrelerin etkisi araştırılmıştır. Isı transfer katsayısı termal kızılotesi kamerayla tespit edilmiştir. Düz yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısının en yüksek olduğu tespit edilen en uygun konfigürasyonun,  $Re=20000$ 'de,  $X_n/D_j=0,8$  ve  $Y_n/D_j=0,5$  parametreleri olduğu tespit edilmiştir.

Gau ve Lee [84] üçgen kesitli farklı yüksekliklerdeki kanatçıklarla pürüzlendirilmiş yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini ve akış karakteristiklerini incelemişlerdir. 2 ve 4 olacak şekilde iki farklı kanatçıklar arası mesafenin kanatçık yüksekliğine oranı olan yüzeyler incelenmiştir. Yapılan deneylerde geniş aralıklı kanatçıklı yüzeyde duvar jeti ile boşluktaki akış arasındaki momentum aktarımı daha yoğun olmuştur. Bu durumun, sınır tabaka etrafında dikdörtgen kanatçıklara göre daha yüksek bir ısı transferrin oranına yol açacağı tespiti yapılmıştır. Bununla birlikte, laminar duvar jeti bölgesinde, duvar jetinin boşluklara girmesini önleyen ve boşlukları çevreleyen çok sayıda hava kabarcığı oluşturduğu ve bunun da ısı transferinde önemli bir azalmaya yol açacağı belirtilmiştir. Aynı zamanda jetin duvara çarpıp geri tepmesi, ısı transferinde önemli bir düşüşe neden olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmadan elde edilen önemli sonuçlardan biri de üçgen kesitli kanatçıkların alanının küçük olması nedeniyle ısı transferindeki artışı sınırladığı değerlendirilmiştir. Buna ek olarak, üçgen kanatçıkların geometrik şekli, duvar jetini yüzeyden uzaklaştırmaktadır. Bu, ısı transferini önemli ölçüde azaltabileceği ve düz plaka durumunda olduğundan daha düşük hale getirebileceği tespit edilmiştir.

Çalışkan [85] yüzeye yerleştirilmiş kanatçıklar üzerine delikler açarak çoklu jet düzeninde ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini deneysel olarak araştırmış ve sonuçları deliklerin olmadığı kanatçıklı yüzeyin ve düz yüzeyin sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Deney sonuçlarından, ısı transfer performansının en yüksek olduğu yüzeyin, üzerine delikler açılmış kanatçıklı yüzeyin olduğunu tespit etmiştir.

Rallabandi vd. [86] çapraz ve sıralı olarak yüzey üzerine yerleştirilen kanatçık türbülatorlerin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışmada kanatçık aralığının kanatçık yüksekliğine oranı  $L_r/H_r=2$  ve 4, kanatçık yüksekliğinin jet plakası ile hedef yüzey arası mesafeye oranı  $H_r/Y_n=0,125$  olduğu parametreler incelenmiştir. Sonuçlardan kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin düz yüzeye göre %50-90 arttığı görülmüştür.

Yan ve Mei [87] eliptik kesitli jetlerin kanatçıklı yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Yaptıkları deneysel çalışmada ısı transfer katsayısını *TLC* yöntemiyle tespit etmişlerdir. Kanatçık türbülator olarak, devamlı, kesik kesik V şeklindeki kanatçık konfigürasyonları araştırılmıştır. Kanatçık açısının etkisini incelemek için  $Y_n/D_j=3$  plakalar arası boşlukta deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre kanal içerisinde tahliye yönüne doğru çapraz akıştan dolayı yerel *Nu* sayılarının zirve noktalarında düşüş gözlemlenmiştir. Kanatçıklı yüzeyde gerçekleşen ısı transferi, düz yüzeye göre arttığı tespit edilmiştir. Açılı kanatçıklı yüzeyler içerisinde kanatçıkların  $45^\circ$  yerleştirildiği yüzeyde diğerlerine göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmiştir. Buna ek olarak, devamlı kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferi de kesik kesik yerleştirilmiş kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinden daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Gaz türbinlerinde, türbin kanadı oldukça yüksek hızlarda dönmektedir. Bu nedenle kanadın soğutulması için kullanılan akışkan, koriolis ve merkezkaç kuvvetlerden etkilendiğinden dolayı, dönen bir türbinin kanadında gerçekleşen ısı transferi ile durağan türbin kanadında gerçekleşen ısı transferi aynı olmamaktadır. Bu nedenle literatürde jet çarpmalı soğutmada dönüşün etkisinin incelendiği çalışmalar da mevcuttur.

Bu konuda yapılan ilk çalışmalardan olan Epstein vd. [88], bir türbin kanadının baş kısmında dönüşün jet çarpmalı soğutma üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Dönüşün ısı transferini azalttığını bildirmişlerdir, ancak ısı transferi etkinliğinin, düz yüzeye sahip dönen bir kanaldan daha iyi olduğu bildirmişlerdir. Dönen kanaldaki ortalama  $Nu$  sayısı dönmeyen kanala göre %20-30 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Sıfır kademeli soğutma jetleri (jet yönü, dönme yönüne dik) yüzey üzerinde, kademeli açığa kıyasla daha düşük ısı transfer katsayıları elde edildiği tespitini yapmışlardır.

Mattern ve Hennecke [89], naftalin süblimasyon tekniği kullanarak dönüşün, türbin kanadının baş kısmında jet çarpmalı soğutmaya etkisini incelemişlerdir. Jet yönü, dönme yönüne göre bir kayma açısına sahiptir. Dönüşün etkisi tüm kademeli açılar için jet çarpmalı soğutmada ısı transferini azalttığını bulmuşlardır. Dönüşün etkisi, jet dönüş yönüne göre jetlerin 45°'lik bir açığa sahip olduğu durumda en az olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, jet yönü dönme yönüne dik olduğunda, ısı transferinde azami %40'lık bir azalma kaydedildiği belirtilmiştir. Bunun nedeni, koriolis kuvvetinin kanal içindeki tahliye olan akış üzerinde bir girdap hareketi yaratmasına bağlanmıştır. Benzer şekilde jet yönü dönme yönüne paralel olduğunda ise jeti saptırmasına bağlamışlardır.

Glezer vd [90] dönmenin türbin kanadının baş kısmındaki jet çarpmalı soğutmaya etkisini araştırmışlardır. Vida şeklindeki girdap soğutmanın, pürüzsüz bir kanal üzerinden ısı transfer katsayısını önemli ölçüde geliştirebileceğini ve iyileştirmenin sıcaklık oranına ve dönme kuvvetlerine önemli ölçüde bağlı olmadığını bulmuşlardır.

Hsieh vd. [91] jet çarpmalı soğutmada 30 ve 60 d/d devirle dönen kanatçıklı hedef yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada  $H_r/Y_n=6,67$  olarak belirlenmiştir. Yüzeyin ısı transfer katsayısı dağılımı  $TLC$  yöntemiyle tespit edilmiştir. Deneysel sonuçlarına göre, dönüşün ve kanatçık türbülatorün ısı transferine etkisi olduğu belirtilmiş ve dönmekte olan yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin dönmeyen yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Yüzeyin kanatçıklı türbülatorle pürüzlendirilmesi ısı transferini %20-30 arttırdığı belirtilmiştir. Kare kesitli kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin yarım daire kesitli kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen

ısı transferinden daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Yapılan bu çalışmayla *TLC* yöntemi ile düşük hızlarda da olsa dönen bir yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin incelenebileceği değerlendirilmiştir.

Persons ve Han [92] dönüşün sıralı düzendeki jet çarpmalı soğutmaya etkisini incelemek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneylede hem dönme yönüne doğru gerçekleşen jet akış, hem de dönme yönünün tersi yönünde gerçekleşen jet akışın karakteristikleri incelenmiştir. Elde ettikleri sonuçtan dönüş yönüne doğru gerçekleşen jet akışın hedef yüzeyi üzerinde gerçekleşen ısı transferi, dönüşün olmadığı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine göre %15 daha düşük olmuştur. Benzer şekilde dönüş yönünün tersi yönde gerçekleşen jet akışın hedef yüzeyi üzerinde gerçekleşen ısı transferi, dönüşün olmadığı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine göre %20 daha düşük olmuştur. Bu sonuçlar türbin kanadı üzerinde gerçekleşen ısı transferi dönüşten olumsuz etkilendiği sonucu çıkarılabilir.

Parson ve Han [93] gerçekleştirdikleri başka bir deneysel çalışmada kanat dönüşünün sıralı düzendeki jet çarpmalı soğutmada ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Karşılıklı konumlandırılmış iki ayrı kanal, tahliye akışına dik yönde belirli bir eksen etrafında döndürülerek, dönen bir türbin kanadını modellemişlerdir. Karşılıklı kanallardaki jetlerin akış yönü birbirine zıt olarak tasarlanmış ve jet akışın hem dönüş yönünden hem de dönüş zıt yönden nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Jet dönüş sayısı ( $Ro_j$ ) 0,0'dan 0,0028'e kadar,  $Re$  sayısı da 5000'den 10000'e kadar incelenmiştir. Yaptıkları deneysel çalışmanın sonucuna göre, dönüş yönünde gerçekleşen jet akışın etki ettiği yüzey üzerindeki ortalama  $Nu$  sayısı, dönüşün olmadığı duruma göre %25 azaldığı, benzer şekilde dönüş zıt yönde gerçekleşen jet akışın etki ettiği yüzey üzerindeki ortalama  $Nu$  sayısı ise, dönüşün olmadığı duruma göre %15 azaldığı belirtilmiştir. Bu durum, koriolis ve merkezkaç kuvvetin etkisine bağlanmıştır.

Akella ve Han [94], pürüzsüz yüzeyli iki geçişli bir jet çarpmalı soğutmaya dönme etkisinin ısı transfer performansına etkisini incelemişlerdir. Parsons vd. [93] önceki deneylerinden farkı, takip eden kanaldan tahliye olan jetler, ön kanal için soğutma jetleri olarak kullanılmıştır. Bu nedenle, kuyruk tarafındaki geçit radyal olarak dışarıya doğruyken; baş kısımda radyal olarak içe doğrudur. Dönme yönüne bakılmaksızın, ilk

geçişte ve ikinci geçişi engelleyen duvardaki ısı transfer katsayısının dönme varlığında %20'ye kadar düştüğünü tespit edilmiştir.

Akelka ve Han [95] bir diğer çalışmada, iki geçişli jet çarpmalı soğutmada, kanallarının hedef yüzeylerine rotasyon ile  $45^\circ$  açılı kanatçıklar dahil etmişlerdir. Kanatçıklı duvardaki jet çarpmanın, 4000'den 10000'e kadar olan jet  $Re$  sayısında, pürüzsüz duvardakilere kıyasla %10-50 daha fazla ısı transferi sağlayabildiğini bildirmişlerdir. Ayrıca, dönmenin ilk ve ikinci geçişli kanatçıklı duvardaki jet çarpmanın ısı transferini azalttığını tespit etmişlerdir.

Hong ve Cho [96] dönüşün jet çarpmalı soğutmada, iç bükey ve düz yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada kanalın dönüşü 560 d/d olarak alınmıştır. Deneyler jet  $Re$  sayısı 5000'de gerçekleştirilmiştir. Yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısı dağılımı Naftalin süblimasyon yöntemi ile tespit edilmiştir. Deneylerin sonucuna göre, dönüşün ısı transferini etkilediği belirtilmiştir. Literatürde birçok çalışmada da belirtildiği gibi tahliye yönüne doğru çapraz akışın ısı transferini etkilediği değerlendirilmiştir. İç bükey yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferinin düz yüzeye kıyaslandığında akış yönüne doğru ilerledikçe ısı transferini arttığı belirtilmiş ve bunu iç bükey yüzeyin eğrilik etkisine bağlamışlardır. Yüzey geometrisi farkının, dönme koşulundan bağımsız olarak yerel ve ortalama ısı/kütle transferini biraz etkilediği değerlendirilmiştir.

Massini vd. [97] türbin baş bölümünün soğutma sisteminin termal tasarımı konusunda yaptıkları deneysel çalışmada dönüşün etkisi incelenmiştir. Yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer katsayısını  $TLC$  yöntemiyle, akış karakteristikleri ise parçacık görüntüleme velosimetresi (PIV) ile tespit etmişlerdir. Geometri çoklu jetlerden ve 4 sıra tahliye deliklerinden oluşmaktadır. Deneyler hem durgun hem de dönüş etkisi altında gerçekleştirilmiştir. Jet dönüş sayısı  $Ro_j=0,05$  olarak alınmış ve 10000-40000 arasındaki  $Re$  sayıları incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre maksimum yerel  $Nu$  sayısı yüzeyin orta bölümlerinde görülmüştür. Dönüşün ise ortalama  $Nu$  sayısını önemli ölçüde etkilemediğini buna karşılık jetin etki ettiği bölge üzerinde yerel  $Nu$  sayısının tahliye yönüne doğru kaymasına neden olduğu belirtilmiştir. Bunun nedenini ise dönüşün, jet akışı akış yönüne doğru bükmesine bağlamışlardır.

Singh ve Ekkad [98] gerçekleştirdikleri deneylerde dönüş etkisinin jet çarpmalı soğutmada oyuklu yüzeydeki ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Yapılan çalışmada yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısını *TLC* yöntemiyle tespit etmişlerdir. Test modelinde, jet dizini 3 ve 4 sıralı,  $Y_n/D_j=4$  aralığı, jet dizilerinin boyutsuz akış yönü aralığı olan  $X_n/D_j$  ve boyutsuz enlem aralığı olan ise  $Z_n/D_j=3,0$  olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte yüzey üzerine 4 sıradan oluşan oyuklar yerleştirilmiş ve  $D_c/D_j$ 'nin etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmada *Re* sayısı 2500'de sabit tutulmuş ve deneyler dönüş sayısı 400 d/d ( $Ro_j=0,00274$ )'de gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, statik durumda oyuklu yüzeylerde gerçekleşen ısı transferi düz yüzeyden daha düşük olduğu görülmektedir. Bununla birlikte çapraz akışın etkisi statik olarak gerçekleştirilen deneylerden daha fazla olduğu belirtilmiştir. İncelenen tüm konfigürasyonlarda, dönüşün, oyuklu hedef yüzeydeki ısı transferi artışına olumsuz etkileri olduğu tespit edilmiştir.

Elston ve Wright [99] yaptıkları deneysel çalışmada yüksek dönüş sayısının jet çarpmalı soğutmaya etkisini incelemişlerdir. Türbin kanadının baş bölümünü temsilen oluşturulan modelde jet delikleri tek sıra olarak yerleştirilmiştir. Yüzey ise yarım daire şeklindeki iç bükey olarak belirlenmiştir. 10000-40000 arasındaki jet *Re* sayılarında gerçekleştirilen deneylerde dönüş sayısı 0 ile 0,14 ve 0 ile 6,6 olarak alınmıştır. Tüm deneylerde jet aralıkları ise  $X_n/D_j=4$  olarak alınmıştır. Tüm dönüş sayılarında, Dönüşün *Nu* sayısını etkilediği belirlenmiştir. Elde edilen deney sonuçlarına göre akış kanal içerisinde türbin kanadının uç kısmına doğru ilerlerken merkez kaç kuvvetinin artması nedeniyle akışın dönüşten daha fazla etkilendiği belirtilmiştir. Hedef yüzey üzerindeki dönüşün etkisi çapraz akış olmadığında daha belirgin bir şekilde görüldüğü tespit edilmiştir.

Literatürle ilgili yapılan araştırmaların özeti aşağıda sunulmuştur.

1. Jet çarpmalı soğutmada kanal içerisinde tahliye yönüne doğru akışın ilerlemesi çapraz akış yaratmakta ve jetlerin yapısını etkilemektedir. Özellikle son jetlerde akış yönüne doğru bükülme meydana gelmekte ve jetin yüzeye etki ettiği nokta,

akış yönüne doğru kaymaktadır. Özellikle yüksek  $Re$  sayılarında ve  $Y_n/D_j$  aralığında bu etki daha fazla görülmektedir.

2. Yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini arttırmak ve yüzey üzerinde daha dengeli bir dağılım elde etmek için çapraz akışın etkisi azaltılmalıdır.
3. Hedef yüzey üzerinde kanatçıkların yerleştirilmesi ısı transferini bazı çalışmalarda arttırdığı, bazı çalışmalarda da düşürdüğü değerlendirilmiştir. Bu nedenle genel olarak kanatçıkların doğru dizilmeleri halinde ısı transferinin artacağı değerlendirilmiştir.
4. Türbin kanatlarının soğutulmasında özellikle dar kesitli alanlarda ve türbin iç bölgelerinde nispeten diğer pürüzlü yüzeylere kıyasla düşük basınç kaybı yaratması ve ısı transferini orta derecede iyileştirmesi nedeniyle son zamanlarda yapılan çalışmalarda jet çarpmalı soğutmada oyuklu yüzeyler de incelenmiştir. Hedef yüzey üzerine oyukların yerleştirildiği çalışmalarda genel olarak oyuklu yüzeyin düz yüzeye göre ısı transferi artışında önemli bir kazanım olmadığı değerlendirilmiştir.
5. Türbin kanadının yüksek devirlerde dönmesinden dolayı akış üzerinde merkezkaç ve koriolis kuvvetleri etki etmektedir. Bu nedenle dönen kanadın akış karakteristikleri ve ısı transfer performansı statik durumdan farklı olmaktadır. Bu nedenle son zamanlarda jet çarpmalı soğutmada dönme etkisinin araştırıldığı çalışmalar da yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda genel olarak dönüşün ısı jet çarpmalı soğutmada akış karakteristiklerini etkilediği ve ısı transfer performansını düşürdüğü tespit edilmiştir.
6. Yapılan sayısal çalışmaların önemli bir bölümü eksenel simetrik jet çarpmalı soğutma üzerinde olmuştur. Bu çalışmaların bazıları türbülans modellerinin jet çarpmalı soğutmada performansı incelenmesi için gerçekleştirilmiştir. Yapılan bir çok çalışmada jet çarpmalı soğutmada akışın karmaşık yapısı nedeniyle bir problemin çözümünü hassas bir şekilde gerçekleştiren bir türbülans modelinin başka bir problemde aynı performansı gösteremeyeceği değerlendirilmiştir.



Ancak genel olarak *SST k- $\omega$* , Standard *k- $\omega$*  (*transition option*) ve *v<sup>2</sup>-f* türbülans modellerinin jet akışlarda ısı transferini ve akış karakteristiklerini hassas bir şekilde çözümleyebildiği tespit edilmiştir.

7. Yapılan çalışmaların önemli bir bölümünde  $Y_n/D_j$  azaldıkça yüzey üzerinde ortalama  $Nu$  sayısı artarken basınç kaybının da arttığı belirtilmiştir. Bununla birlikte  $Y_n/D_j$  mesafesinin çok fazla düşmesi ortalama  $Nu$  sayısını tekrar azaltmakta olduğu belirtilmiştir.

Literatürde yapılan bir çok çalışmada jet çarpmalı soğutmada plakalar arası boşluğun, jetin potansiyel çekirdek bölgesinde yüzeye çarpacağı şekilde belirlenmesi durumunda yüzeyin ısı transfer oranının artacağı belirtilmiştir. Bununla birlikte, plakalar arası boşluğun fazlaca düşürülmesi ise yüzey üzerinde durgun bölgenin alanını arttırdığı ve aynı zamanda kanal içerisinde çapraz akış hızının da arttığı tespit edilmiştir. Buna bağlı olarak da yüzeyin ısı transfer oranının tekrar düşeceği belirtilmiştir. Plakalar arası boşluğun fazlaca artırılması halinde ise jetlerin potansiyel çekirdek bölgesi dışında yüzeye çarpacağı için yüzey üzerine çarpan akışkan hızının azalacağı ve bu durumun taşınım ile gerçekleşen ısı transferini azaltacağı belirtilmiştir. Yapılan bu çalışmada kanal içerisinde oluşan çapraz akışın etkisini azaltmak ve ısı transferini arttırmak için plakalar arası boşluk yeterince uzun tutulmuş, jet delikleri ise hedef yüzeye doğru nozul ile uzatılmıştır. Böylelikle, kanal içerisinde oluşan çapraz akış hızının düşmesi ve aynı zamanda jetlerin yüzeye potansiyel çekirdek bölgesinde çarpması sağlanarak geleneksel jet çarpmalı soğutmaya kıyasla ısı transfer oranının artırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla, bu çalışmada plakalar arası boşluktan bağımsız olarak jetlerin hedef yüzeye uzatıldığı ve hedef yüzey ile nozul ucu boyutsuz boşluğunun ( $G_j/D_j$ ) sırasıyla 5,0; 4,0; 3,0; 2,0 ve 1,0 olmak üzere beş farklı nozullu test modeli belirlenmiştir. Nozullu jet çarpmalı ısı transfer performansına etkisini karşılaştırmak için boyutsuz jet plakası ile hedef plaka arası boşluğu  $G_j/D_j=Y_n/D_j=6,0$  olan geleneksel jet çarpmalı soğutmanın incelendiği (nozulsuz) test modeli belirlenmiştir. Hedef yüzey olarak düz yüzeyle kanatçıklı yüzey incelenmiştir. Toplamda oluşturulan 12 farklı test modeli kullanılarak sırasıyla jet deliklerinde  $Re$  sayısı 16250, 21700, 27100 ve 32500 olacak şekilde 4 farklı akış şartında deneyler gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmada ise test modelleri Ansys Fluent 19.2 programı kullanılarak deney parametrelerine göre

sırasıyla modellenmiş ve fiziksel problem *SST k- $\omega$  (Low-Re correction)* türbülans modeliyle çözülmüştür.

Bu tezin hedefleri ve gerçekleştirilmesindeki amaçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur;

1.  $G_j/D_j$ 'nin jet çarpmalı soğutmada ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisini incelemek,
2. Jet ucunun nozul ile uzatılmasıyla çapraz akışın akış karakteristiklerine ve ısı transferine olan olumsuz etkisini azaltmak,
3. Farklı nozul uzunlukları ve  $Re$  sayıları incelenerek belirli bir akışta ısı transfer performansının en yüksek olacağı optimum  $G_j/D_j$ 'yi belirlemek,
4. Yüzey üzerine kanatçıklar yerleştirerek, nozullu jet çarpmalı soğutmada kanatçıklı yüzeylerin ısı transfer performansına, akış karakteristiklerine ve basınç kaybına etkisini incelemek,
5.  $G_j/D_j$ 'nin sistemin basınç kaybını etkisini incelemek,
6. Jet ucunun nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılmasının, jet çarpmalı soğutmaya getireceği avantajları ortaya koyarak bu tezle elde edilen sonuçların literatüre katkıda bulunmasını ve yeni araştırma konularının açılmasını sağlamak.

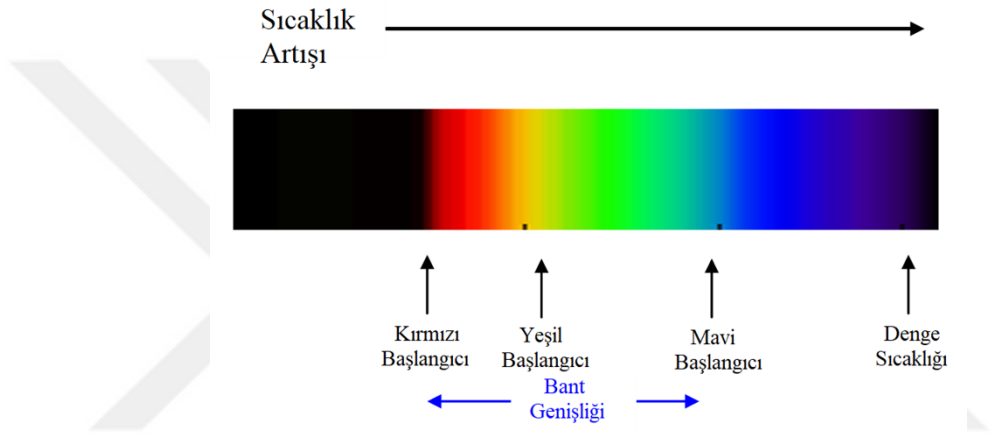
## BÖLÜM 3

### DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde deneysel çalışmalarda kullanılan yöntem, deney düzeneği, test modellerinin üretilmesi ve deneylerin yapılışı hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Deneysel çalışmalarda yüzeyin taşınım ısı transfer katsayısı *TLC* yöntemiyle belirlenmiştir. *TLC* yöntemi ile ilgili detaylı bilgiler ve taşınım ısı transfer katsayısının hesaplanmasında faydalanılan matematiksel formülasyon yine bu bölümde ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Deneysel çalışmalar, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü *TLC* laboratuvarında kurulu olan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir.

Yüzeyden gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin tespitinde faydalanılan *TLC*, sıcaklık değişimlerine renk değiştirerek tepki vermektedir. Kiral (bükülmüş) moleküler yapılara sahiptirler ve organik kimyasalların karışımlarıdır. Bilimsel olarak kolesterik veya kiral nematik sıvı kristal olarak da adlandırılırlar. Kolesterik terimi tarihsel bir terimdir ve bu özel sıvı kristal tipinin karakteristik özelliklerini ve yapısını gösteren ilk materyallerin kolesterol esterleri olmasından kaynaklanır. Sterol türevi olmayan optik olarak aktif kimyasalların (ve bunları içeren karışımların) ayrıca kolesterik sıvı kristal yapısını gösterdiği için bu yanıltıcı olabilir. Bu sterol ve sterol olmayan türetilmiş materyalleri ayırt etmek önemlidir, çünkü aynı şekilde renk değiştirmelerine rağmen, farklı özelliklere sahiptirler ve farklı efektler elde etmek için farklı şekillerde kullanılabilirler. Bu nedenle *TLC* bileşimine göre kolesterik, kiral nematik ve bunların karışımı olmak üzere üçe ayrılır. Kolesterikler tamamen sterol türevi kimyasallardan oluşmaktadır. Kiral nematikler tamamen sterol bazlı olmayan kimyasallardan oluşur. Karışım olanlar ise hem kolesterik hem de kiral nematik bileşenleri içermektedir. Bu nedenle her iki bileşen kimyasal grubunun ilgili avantajlarını birleştirerek *TLC*'nin uygulama olanaklarını ve çalışma aralıklarını genişletilebilmektedir.

*TLC*'ler, gelen beyaz ışığı seçici olarak yansıtarak renkleri göstermektedir. Renklerin en iyi şekilde görüntülenmesi için arkası tamamen emici olan siyah renkle kaplanır. Sıcaklığa duyarlı karışımlar (*RGB*) belirli bir sıcaklıkta Şekil 3.1'de gösterildiği gibi renksizden (arkası siyahla kaplandığından dolayı siyah) kırmızıya dönüşür ve sıcaklık arttıkça görünür spektrumun diğer renklerinden (turuncu, sarı, yeşil, mavi, menekşe) sırayla geçer ve daha yüksek bir sıcaklıkta tekrar renksize (siyah) döner. Renk değişiklikleri tersine çevrilebilir ve soğutma sırasında renk değişikliği sırası tersine çevrilir.



Şekil 3.1. *TLC*'nin sıcaklığa bağlı renk değişimi.

Bu çalışmada yüzeyin ısı transfer karakteristiklerinin incelenmesinde kullanılan *TLC*, SPN100/R35C5W ürün kodu ile LCR Hallcrest Ltd. firmasından temin edilmiştir. Sıvı kristalin sıcaklık toleransı; kırmızı renk başlangıç  $\pm 0,2$  °C'dir ve sıcaklık profili Çizelge 3.1.'de gösterilmiştir.

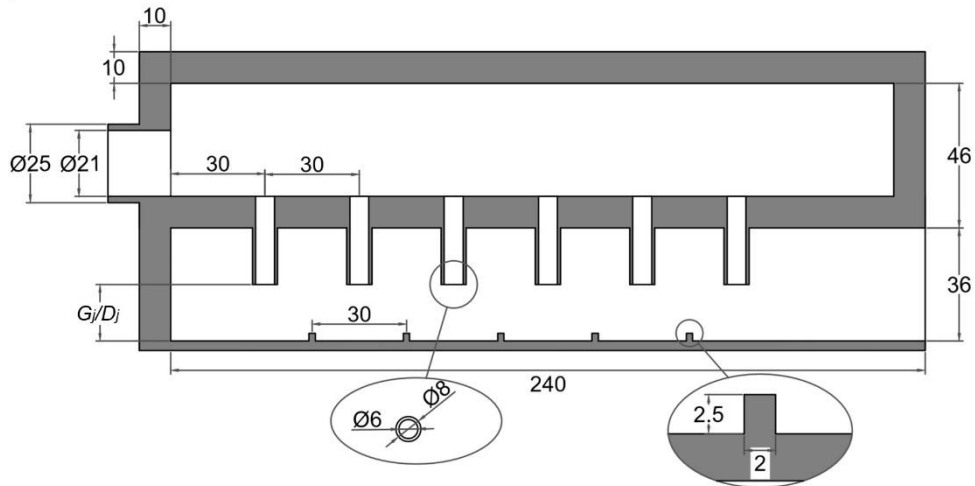
Çizelge 3.1. *TLC*'nin sıcaklık profili.

Özellik	°C
Görsel başlangıç	35,0
Kırmızı renk başlangıç	35,4
Yeşil renk başlangıç	36,2
Mavi renk başlangıç	40,9
Denge sıcaklığı	57,9

Şekil 3.2.'de tipik bir test modeli ve kesit ölçüleri gösterilmiştir. 6 adet sıralı olarak yerleştirilen jet delikleri şekilde de görüldüğü gibi hedef yüzeye nozul ile yaklaştırılmıştır. Jet çapı tüm test modellerinde  $D_j=6$  mm alınmıştır. Düz yüzey ve boyutsuz yüksekliği ile genişliği sırasıyla  $H_r/D_j=0,42$ ,  $W_r/D_j=0,33$  olan kanatçıkların yerleştirildiği pürüzlü yüzeyden oluşan iki farklı hedef yüzey incelenmiştir.  $Y_n/D_j=6$ , hedef yüzey uzunluğu  $X_n/D_j=40$  hedef yüzey genişliği  $Z_n/D_j=6$  ve jet aralığı  $X_n/D_j=5$  olarak belirlenmiştir. Üst kanalın ölçüleri de alt kanalın ölçüleri ile aynıdır. Test modeli girişinde hava 21 mm çapında kanaldan girmekte, 36x36 mm kare kesitli alt kanaldan tek yönde tahliye olmaktadır. Test kodlarında kullanılan malzemenin tamamı şeffaf pleksiglastan üretilmiştir.



a)



b)

Şekil 3.2. a) tipik bir test modeli, b) kesit ölçüleri.

Deneyleerde  $G_j/D_j$  sırasıyla 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 ve 6,0 (nozulsuz) olacak şekilde altı farklı nozul boşluğu incelenmiştir. Bununla birlikte, düz yüzey ve kanatçıklı yüzey olmak üzere iki farklı hedef yüzey incelenmiştir. Deneyleer ve sayısal hesaplamalar jetlerde  $Re$  sayısı 16250, 21700, 27100 ve 32500 olacak şekilde dört farklı akış şartında gerçekleştirilmiştir. Deneyle parametrelerinin detaylı gösterimi Çizelge 3.2.'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneyle parametreleri.

Sıra No.	Deneyle Kodu	Nozul Boşluğu [mm]	Kanatçık Yüksekliği [mm]	Re Sayısı	Sıra No.	Deneyle Kodu	Nozul Boşluğu [mm]	Kanatçık Yüksekliği [mm]	Re Sayısı
1	G6R0Q1	6	0	16250	25	G6R2.5Q1	6	2,5	16250
2	G6R0Q2	6	0	21700	26	G6R2.5Q2	6	2,5	21700
3	G6R0Q3	6	0	27100	27	G6R2.5Q3	6	2,5	27100
4	G6R0Q4	6	0	32500	28	G6R2.5Q4	6	2,5	32500
5	G12R0Q1	12	0	16250	29	G12R2.5Q1	12	2,5	16250
6	G12R0Q2	12	0	21700	30	G12R2.5Q2	12	2,5	21700
7	G12R0Q3	12	0	27100	31	G12R2.5Q3	12	2,5	27100
8	G12R0Q4	12	0	32500	32	G12R2.5Q4	12	2,5	32500
9	G18R0Q1	18	0	16250	33	G18R2.5Q1	18	2,5	16250
10	G18R0Q2	18	0	21700	34	G18R2.5Q2	18	2,5	21700
11	G18R0Q3	18	0	27100	35	G18R2.5Q3	18	2,5	27100
12	G18R0Q4	18	0	32500	36	G18R2.5Q4	18	2,5	32500
13	G24R0Q1	24	0	16250	37	G24R2.5Q1	24	2,5	16250
14	G24R0Q2	24	0	21700	38	G24R2.5Q2	24	2,5	21700
15	G24R0Q3	24	0	27100	39	G24R2.5Q3	24	2,5	27100
16	G24R0Q4	24	0	32500	40	G24R2.5Q4	24	2,5	32500
17	G30R0Q1	30	0	16250	41	G30R2.5Q1	30	2,5	16250
18	G30R0Q2	30	0	21700	42	G30R2.5Q2	30	2,5	21700
19	G30R0Q3	30	0	27100	43	G30R2.5Q3	30	2,5	27100
20	G30R0Q4	30	0	32500	44	G30R2.5Q4	30	2,5	32500
21	G36R0Q1	36	0	16250	45	G66R2.5Q1	36	2,5	16250
22	G36R0Q2	36	0	21700	46	G66R2.5Q2	36	2,5	21700
23	G36R0Q3	36	0	27100	47	G66R2.5Q3	36	2,5	27100
24	G36R0Q4	36	0	32500	48	G66R2.5Q4	36	2,5	32500

**Kodların açıklaması:**

G: Nozul boşluğu,

R: Kanatçık

Q: Jet Reynold sayısı,

Örnek- G30: 30 mm nozul boşluğu

Örnek- R2.5: 2,5 mm kanatçık yüksekliği

Örnek- Q1:  $Re_1=16250$

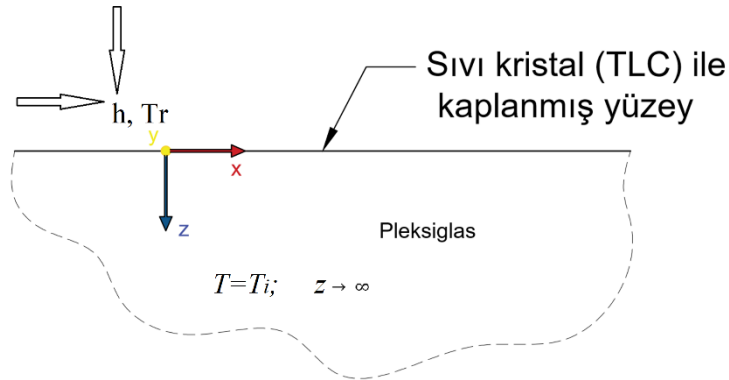
Altı farklı nozul boşluğu olan modellere ilave olarak düz ve kanatçıklı olmak üzere toplamda 12 farklı test modeli üretilmiştir. Her bir test modeli ise jet deliklerinde dört farklı  $Re$  sayısı olacak şekilde deneyler gerçekleştirilerek toplam 48 farklı parametre incelenmiştir.

### 3.1. TLC YÖNTEMİYLE TAŞINIM ISI TRANSFER KATSAYISININ BELİRLENMESİ

Kalın duvar olarak da adlandırılan kararsız hal metodunda, yüzey malzemesi yarı sonsuz katı alan olarak da ele alınır. Ireland ve Jones [100] ve Metzger ve Larson [101] sırasıyla tek boyutlu bir modele dayanarak ısı akısı ölçümünün sıvı kristal kaplamaları ile erime noktası yüzey kaplamalarıyla hassas bir şekilde belirlenebileceğini belirtilmişlerdir. Bir boyutlu yarı sonsuz ısı iletim modeli Şekil 3.3.'de gösterildiği gibi  $0 \leq z < \infty$ 'da yarı sonsuz bir katı alan olduğu kabul edilir.  $t=0$ 'da, katı alan  $T_i$  sıcaklığındadır. Zaman geçtikçe ( $t=0$ ),  $z=0$ 'daki sınır yüzeyi aniden sıvı akışına maruz kalır ve  $T_r$  sıcaklıkta çevre ile ısı taşınımı gerçekleşir. Yüzeyle sürekli bir taşınım ısı transfer katsayısı,  $h$ , etki eder.

Katı alandaki sıcaklığın matematiksel formülasyonu, aşağıdaki bir boyutlu, kararsız ısı iletimi denklemi ile modellenebilir:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad 0 < z < \infty, t > 0 \quad (3.1)$$



Şekil 3.3. Kararsız hal sıvı kristal şeması.

Sınır ve başlangıç koşulları ise;

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = h(T_w - T_r) \quad z = 0, t > 0 \quad (3.2)$$

$$T = T_i \quad z \rightarrow \infty \quad (3.3)$$

$$T = T_i \quad t = 0, 0 \leq z < \infty \quad (3.4)$$

$T_w$   $t=0$  için  $z=0$ 'daki yüzey sıcaklığıdır.  $T_w$  ve  $T_r$  arasındaki sıcaklık farkı, sistemdeki taşınım ısı transferinin gerçekleşmesine neden olur. Eşitlik (3.1)ve Eşitlik (3.4)değişkenlerin ayrıştırılması metoduyla ve Laplace transform tekniği ile çözülebilir [102].

Katı alan içindeki sıcaklığın çözümü için,  $T(z, t)$ , Eşitlik 3.5)'deki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{T-T_i}{T_r-T_i} = \operatorname{erfc} \left( \frac{z}{\sqrt{4\alpha t}} \right) - \exp \left( \frac{h}{k} z + \frac{h^2 \alpha t}{k^2} \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{z}{\sqrt{4\alpha t}} + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k} \right) \quad (3.5)$$

Burada  $\exp$ , üstel fonksiyon ve  $\operatorname{erfc}$  ise Eşitlik (3.6)'da gösterilen tamamlayıcı hata fonksiyonudur.

$$\operatorname{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-\xi^2} d\xi \quad (3.6)$$

$\operatorname{erfc}(\infty)=0$  ve  $\operatorname{erfc}(0)=1$  olduğuna dikkat edilmelidir.  $T_w=T_w(z=0, t=0)$ , denklemde  $z=0$  kullanılarak Eşitlik (3.7) ile elde edilebilir.

$$\frac{T_w-T_i}{T_r-T_i} = 1 - \exp \left( \frac{h^2 \alpha t}{k^2} \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k} \right) \quad (3.7)$$

Bir taşınım probleminde, referans sıcaklığı,  $T_r$ , bilinen bir sıcaklıktır veya akışkan sıcaklığına eşittir. Zaman ilerledikçe değişen  $TLC$  görüntüleri, tüm yüzey alanı üzerinde  $T_w$  ile  $t$  arasında bir ilişki sağlar ve yerel ısı transfer katsayısının dağılımı,  $h$ , Eşitlik (3.7)'den tekrar çözülebilir. Bu nedenle, eğer ilk sıcaklık  $T_i$ , duvar sıcaklığı  $T_w$  zaman  $t$ , ortalama akış sıcaklığı  $T_r$  ve ayrıca katı maddenin malzeme özellikleri bilinir veya deneysel olarak belirlenirse ısı transfer katsayısı,  $h$ , Eşitlik (3.5)(3.5)'den bulunabilir. Kararsız hal sıvı kristal testlerinde,  $T_w$  genelde yeşil yoğunluğun en yüksek değere ulaştığı sıcaklıktır.



Uygulanan akış sıcaklıklarının gerçek adım değişiklikleri genellikle gerçekte mümkün değildir ve aslında referans sıcaklığı, zamanın bir fonksiyonudur. Bu, süperpozisyon ve Duhamel'in teoremi yoluyla çözümleri değiştirerek açıklanabilir ve çözüm aşağıdaki gibi olur;

$$T - T_i = \sum_{i=1}^N U(t - \tau_i) \Delta T_r \quad (3.8)$$

Ayrıca;

$$U(t - \tau_i) = 1 - \exp\left(\frac{h^2}{k^2} \alpha(t - \tau_i)\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h}{k} \sqrt{\alpha(t - \tau_i)}\right) \quad (3.9)$$

Kararsız hal formülasyonunda, klasik ısı iletimi probleminin temel varsayımlarından birinin,  $x$  ve  $y$  yönlerinde ısı iletiminin,  $z$  yönünde, akışkan ve katı alanlar arasındaki yüzeye normal yöne kıyasla ihmal edilebilir olduğuna dikkat edilmelidir. Bu şekilde sadece bir boyutlu ısı iletimine indirgenmiş olunur. Bu varsayım, yanal yönlerdeki sıcaklık gradyanlarının, Şekil 3.3.'deki  $z$ -yönüne kıyasla daha küçük olması durumunda da sağlanabilir. Bu, normalde pürüzsüz bir yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferi durumunu temsil eder. Valencia vd. [103] tarafından yapılan bir sayısal çalışmada, yanal ısı iletimini ihmal etmenin en büyük sıcaklık gradyanının olduğu en hassas noktada sadece %10'luk bir fark meydana getirdiğini göstermiştir. Diğer bir önemli varsayım da, ısının, test sırasında malzemenin diğer ucundan nüfuz etmeyeceği ve aktarılmayacağıdır. Bu varsayım, Pleksiglas gibi düşük ısı iletkenliğine sahip kalın malzeme kullanılmasıyla sağlanabilir. Sıvı kristal tabakanın yüzey kaplaması, katı alan üzerindeki ısı iletim modelinde ihmal edilebilir bir termal etkiye sahiptir, çünkü tabakanın kalınlığı nispeten incedir. Bir boyutlu kararsız hal modeline dayanan kararsız hal sıvı kristal metodu, taşınım ısı transfer araştırmaları için başarıyla uygulanmıştır. Örnekler arasında Baugh vd. [104], Irlanda ve Jones [105] ve Yu ve Chyu [106] bulunur. Yine bazı araştırmacılar, yüzey sıcaklığının tam bir ölçekteki değişimini vermek için sıvı kristal metodunu kullandılar [106], [107]. Vedula ve Metzger [108] ise kararsız hal yaklaşımını film soğutma çalışmalarına da taşımışlardır. Isı transfer katsayısı ve film etkinliği için iki birleşik denklem, sıvı kristal kaplamanın renk değişimi yardımı ile çözülebilir. Chyu vd. [109], benzer bir yaklaşımla titreşimli

bir akışta film soğutmanın ısı transfer karakteristiklerine etkisini incelemek için kullandılar.

Test modeli yüzeyinin bir boyutlu yarı sonsuz ısı iletim varsayımını sağlayıp sağlamadığının tespiti Wagneri'in [110] önerdiği formülden yapılmıştır.

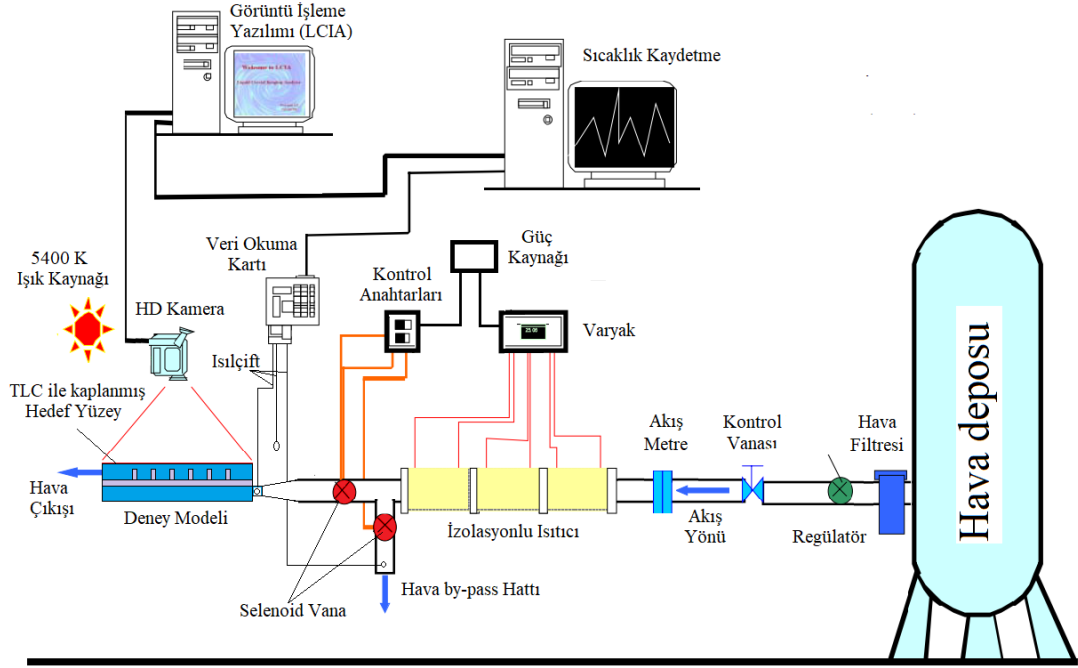
$$\frac{kt}{\rho cd} < 0,25 \quad (3.10)$$

Pleksiglasın ısı iletim katsayısı  $k=0,19 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ , deney süresi  $t=60\text{s}$  (en uzun süren deney süresi), pleksiglasın yoğunluğu  $\rho=1190 \text{ kgm}^{-3}$ , pleksiglasın ısı kapasitesi  $c=1470 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$  ve hedef yüzey kalınlığı  $d=0,003 \text{ m}$  olup Eşitlik 3.10'da yerine konulduğunda 0,0022 ile hedef yüzeyin bir boyutlu yarı sonsuz ısı iletim varsayımını sağladığı kabul edilmiştir.

### 3.2. DENEY DÜZENEGİ VE ÖZELLİKLERİ

Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 3.4.'de gösterilmiştir. Deneyler sırasında gerekli olan hava  $5 \text{ m}^3$  kapasiteli ve 8 bar basınca kadar hava depolanabilen hava deposundan sağlanmıştır. Deneylere başlamadan önce deneyler sırasında gerekli olan havanın debisinin ve sıcaklığının ayarlanması gerekmektedir. Havanın debisinin ayarlanması için, deney düzeneği üzerinde bulunan ve hava deposunun hemen çıkışında yer alan ve Şekil 3.5. (a)'da gösterilen regülatör kullanılmıştır.

Deneyler sırasında hava debisinin sabit kalması için regülatör çıkışında basınç 3 bar'a sabitlemiştir. Havanın debisi Şekil 3.5. (b)'de gösterilen hava akış metresi ile ölçülmüştür. Havanın sıcaklığının istenilen değere çıkarılması için Şekil 3.5. (c)'de gösterilen 2 adet elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Sıcaklığı istenilen değerde sabit tutmak için elektrikli ısıtıcının gücü yine Şekil 3.5. (c)'den de görülebileceği gibi 2,5 kW kapasiteli varyak ile ayarlanmıştır.

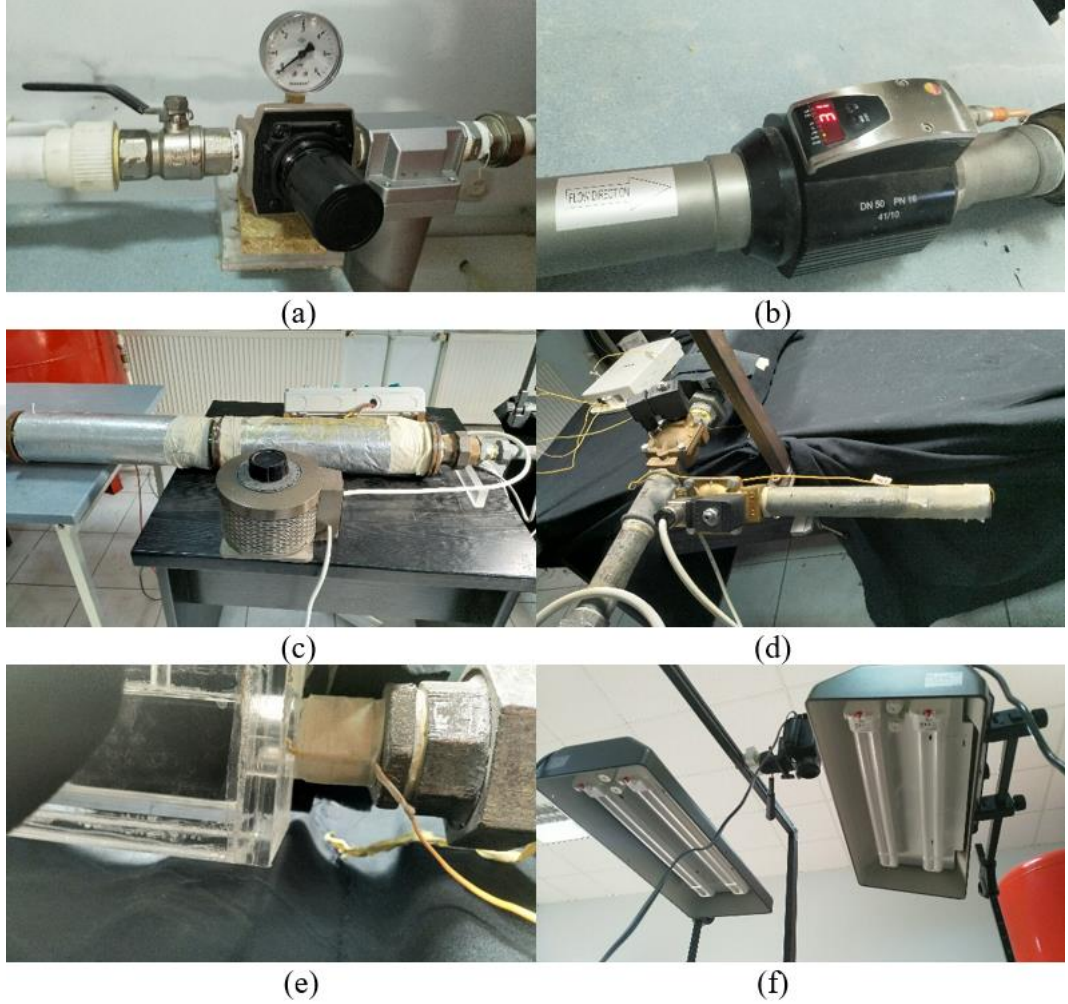


Şekil 3.4. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

Deneye başlamadan önce deney parametresine göre havanın debisi ve sıcaklığının ayarlanması gerekmektedir. Bu nedenle deneyden önce solenoid vana ile hava akışı Şekil 3.5. (d)'den de görülebileceği gibi by-pass hattına yönlendirilmiş ve gerekli olan debi ve sıcaklık ayarlandıktan sonra yine solenoid vana ile havanın akışı test modeline gönderilerek deneylere istenilen hava debisi ve sıcaklığı ile başlanması sağlanmıştır. By-pass hattı ucunda hava sıcaklığını ölçmek için j-tip ısılıçift kullanılmıştır. Test modeli girişine Şekil 3.5. (e)'de gösterildiği gibi j-tipi ısılıçift yerleştirilerek deneyler sırasında hava giriş sıcaklığı anlık olarak kayıt altına alınmıştır. Kameranın yüzey üzerindeki renk değişimini hassas bir şekilde kayıt altına alabilmesi için yüzey üzerine Şekil 3.5. (f)'de gösterilen KAISER marka RB 5004 model ve 5400 K ışık şiddeti sağlayan 2 adet aydınlatma yerleştirilmiştir.

Bir test modelinin deney düzeneğine montajı Şekil 3.6.'daki gibi gerçekleştirilmiştir. Kameranın ışık kirliliğinden etkilenmemesi için incelenmek istenen hedef yüzey dışında kalan tüm alan siyah renk örtü ile kaplanmıştır. Deneyler sırasında hedef yüzeyin görüntüleri Sony HVR Z1 HDV Camcorder marka ve model kamera ile bilgisayarda işlenmek üzere kayıt altına alınmıştır. Deneylerden önce kameranın

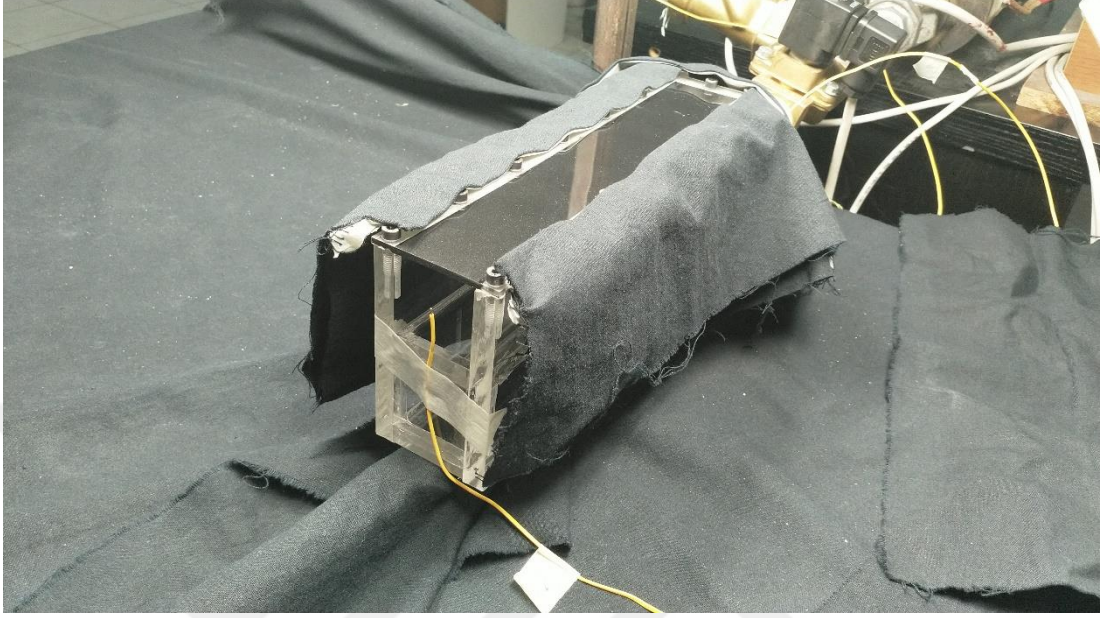
renkleri, gerçek renklerde kaydetmesi için 0,17 gri renk referans alınarak kameraya beyaz renk ayarı yapılmıştır.



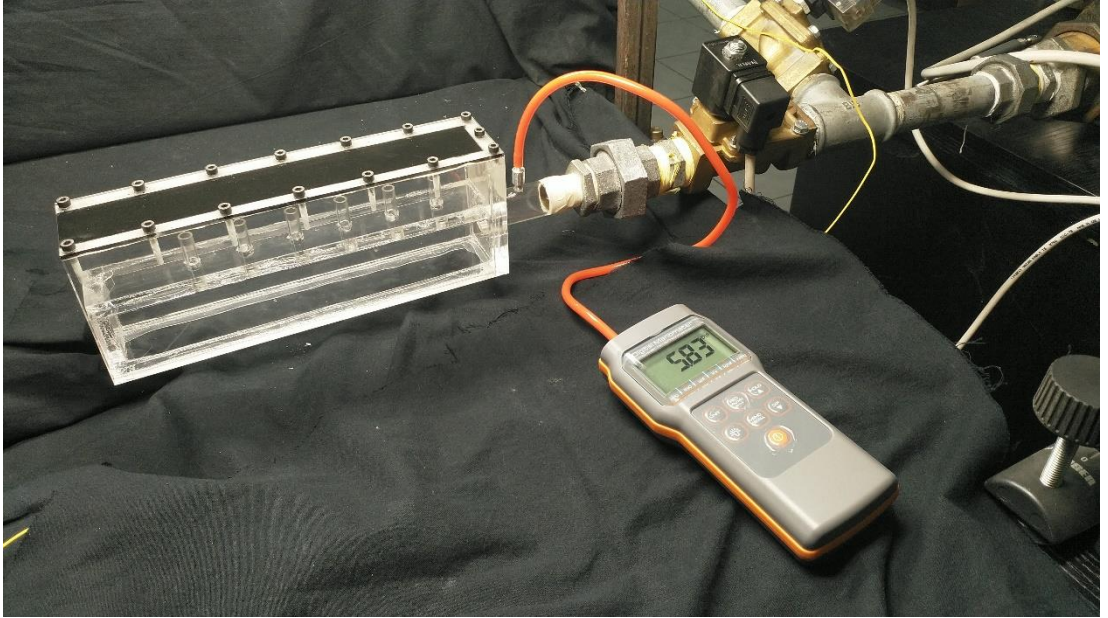
Şekil 3.5. Deney düzeneği elemanları, a) regülatör, b) akışmetre, c) varyak, d) by-pass hattı, e) giriş sıcaklığının ölçümü, f) 5400 K aydınlatma.

Hava giriş sıcaklığının ölçülmesi için test modeli girişine, deneylerden önce hava sıcaklığını anlık olarak okumak ve istenilen sıcaklığa ayarlayabilmek için by-pass hattı çıkışına j-tipi ısılıçift yerleştirilmiştir. Bununla birlikte yine deneyler sırasında ortam sıcaklığı j-tipi ısılıçift ile ölçülmüştür. Isıl çiftler ile ölçülen sıcaklıklar National Instrument'in SCC-68 model veri okuma kartı ile bilgisayara aktarılarak tüm sıcaklıklar bilgisayarda kayıt altına alınmıştır. Test modellerinin basınç kaybı ölçümü test modelinin giriş hattı üzerine yerleştirilen prob üzerinden yapılmıştır. Ölçü aleti olarak tam ölçüm aralığında  $\pm 0,3$  ölçüm hassasiyetli,  $\pm 103,42$  kPa'a kadar basınç

ölçümü yapabilen ve Şekil 3.7.'de gösterilen AZ-82152 marka ve model dijital diferansiyel basınç ölçer kullanılmıştır.



Şekil 3.6. Test modelinin deney düzeneğine montajı.



Şekil 3.7. Test modelinin basınç kaybı ölçümü.

### 3.3. DENEYİN BELİRSİZLİK HESAPLAMASI

Bu çalışmada elde edilen ölçümlerin güvenilirliğini ortaya koymak amacıyla *TLC* yönteminde bir belirsizlik analizi yapılmıştır. Analizde ikinci derece denklem kullanılmış ve doğal ölçüm hatalarını açıklamak için Kline ve McClintock [111] tarafından önerilen prosedür takip edilmiştir. Çünkü, mevcut ölçüm sistemi bir boyutlu ve lumped ısı kapasitesi modelleri olan iki bağımsız veri azaltma modelinin fiilen bir kombinasyonudur ve her modelde ayrı ayrı belirsizlik analizleri yapılmıştır.

Kararsız hal sıvı kristal yönteminde, yerel taşınım ısı transfer katsayısı,  $h$ , örtülü denklemden elde edilmiştir.

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 at}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{at}}{k}\right) \quad (3.11)$$

Bu örtülü denklemden, ısı transfer katsayısı, ölçülen değişkenlere bağlı olarak tanımlanabilir. Burada ilk sıcaklık  $T_i$ , duvar sıcaklığı  $T_w$ , zaman  $t$ , ortalama akış sıcaklığı  $T_r$ 'dir. Yani  $T_i$ ,  $T_r$ ,  $T_w$  ve  $t$ 'ye bağlı  $h$ , aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$h = h(T_i, T_r, T_w, t) \quad (3.12)$$

Isı transfer katsayısı,  $h$ 'nin belirsizlik aralığı, aynı oranlara dayalı olarak ölçülen tüm bağımsız değişkenlerin belirsizlik aralıklarından belirlenebilir. Kline ve McClintock [111] belirsizlik aralığının aşağıda gösterildiği gibi hesaplanabileceğini önermiştir.

$$\delta h = \left\{ \left( \frac{\partial h}{\partial T_i} \delta T_i \right) + \left( \frac{\partial h}{\partial T_r} \delta T_r \right) + \left( \frac{\partial h}{\partial T_w} \delta T_w \right) + \left( \frac{\partial h}{\partial t} \delta t \right) \right\}^{1/2} \quad (3.13)$$

Eşitlik (3.13)'de, bağımsız değişkenlerin birinci dereceden türevlerine duyarlılık katsayıları denir. Duyarlılık katsayısı, bağımsız bir değişkenin ölçülen bir hatasının genel belirsizliği nasıl etkilediğini ortaya koyar. Isı transfer katsayısı,  $h$ , Eşitlik (3.11)'de ifade edilen tam çözüm olduğu için, Eşitlik (3.13)'deki bağımsız değişkenlerin duyarlılık katsayılarını analitik olarak değerlendirmek neredeyse imkansızdır. Sonuç olarak, türevleri elde etmenin tek yolu sayısal bir tahminde

bulunmaktan geçer. Duyarlılık katsayısını elde etmek için bir ileri fark yöntemi kullanılmaktadır [112] ve Eşitlik (3.14) ile elde edilir.

$$\frac{\partial h}{\partial x_i} \cong \frac{h|_{x=x_i+\Delta x} - h|_{x=x_i}}{\Delta x} \quad (3.14)$$

Burada  $x_i$ , bağımsız değişkenlerin herhangi birini,  $-h|_{x=x_i, x=x_i}$ 'de hesaplanan  $h$ 'yi, ve  $\Delta x$  ise küçük bir artışı temsil eder. Mevcut belirsizlik analizinde,  $\Delta x/x=1\%$  kullanılmıştır. Belirli bir bağımsız değişken  $x_i$  için, veri azaltma programında  $h|_{x=x_i+\Delta x}$ , diğer bağımsız değişkenleri sabit tutup  $x_i+\Delta x$ 'ile  $x_i$ 'nin yer değiştirmesiyle elde edilir. Duyarlılık katsayısı, ısı transfer katsayısı,  $h$ 'nin farkının bağımsız değişkenin artışına bölünmesiyle elde edilebilir. Hassasiyet katsayıları belirlendikten sonra, ısı transfer katsayısının belirsizliği, ölçüm belirsizlikleri kullanılarak elde edilebilir. Ölçüm belirsizlikleri termokuplarda  $0,5\text{ }^\circ\text{C}$ , sıvı kristal renk tepkisi için  $0,2\text{ }^\circ\text{C}$  ve video görüntü işleme için  $0,1$  saniye olarak bulunmuştur. Eşitlik (3.13)'nin kullanılmasıyla, tek boyutlu bir model için bağıl belirsizlik  $\%5,52$  olarak hesaplanmıştır.

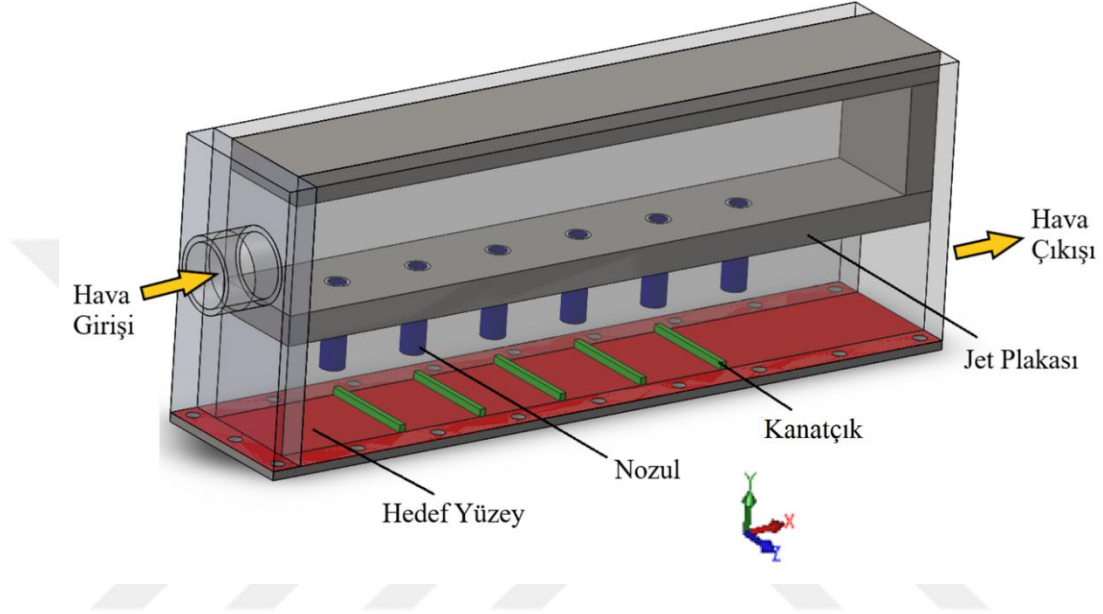
### 3.4. TEST BÖLÜMÜNÜN HAZIRLANMASI

#### 3.4.1. Test Modellerinin Üretimi

Bir boyutluluk ve yarı sonsuz alan varsayımı ile ortaya çıkan hatanın azaltılması ve deneyler sırasında ısı kaybının en aza indirilmesi için genellikle modelin düşük ısı iletkenliği olan bir malzemeden imal edilmesi ve test modeli duvarının yeterince kalın olması gerekir. Bu nedenle bu kriterleri sağlayacak olması nedeniyle test modelinin üretiminde ısı iletim katsayısının düşük olması nedeniyle  $10\text{ mm}$  kalınlıkta şeffaf pleksiglas kullanılmıştır. Tipik bir test modelinde nozulların ve kanatçıkların yerleşimi Şekil 3.8'de gösterilmiştir.

Jet delikleri jet plakasına tek sıra ve toplamda 6 adet olacak şekilde yerleştirilmiştir. İki jet arası mesafe  $30\text{ mm}$ 'dir ( $X_n/D_j=5$ ). Isı transfer karakteristiklerinin incelenmesinde hedef yüzey olarak düz ve kanatçık ile pürüzlendirilmiş iki farklı

yüzey belirlenmiştir. Pürüzlü yüzeyde kanatçık genişliği 2 mm ( $W_r/D_j=0,33$ ), yüksekliği ise 2,5 mm'dir ( $H_r/D_j=0,42$ ). Deneyler sırasında renk değişiminin hızlı ve deney süresini kısaltmak için hedef yüzey 3 mm kalınlıkta üretilmiştir. Hesaplamaların yapıldığı yüzeyin uzunluğu 240 mm, genişliği ise 36 mm'dir ( $Z_n/D_j=6$ ). Hedef yüzeylerle ilgili ölçülerin detaylı gösterimi EK AÇIKLAMALAR-A'da verilmiştir.



Şekil 3.8. Tipik bir test modelinde nozulun ve kanatçıkların yerleşimi.

Test modelinin üst kanalının genişliği ve yüksekliği 36 mm'dir. Jetlerin çarptığı alt kanalın genişliği ve yüksekliği 36 mm'dir.

Deneylerde, nozulsuz ve 5 farklı nozul uzunluğu olacak şekilde toplamda 6 farklı jet plakası kullanılmıştır. Jet plakasına, iç çapı 6 mm, dış çapı 8 mm olan şeffaf pleksiglas borulardan üretilmiş nozullar yerleştirilerek nozullu jet plakaları üretilmiş ve jet deliği ile hedef yüzey arasında ayrı ayrı 6 mm ( $G_j/D_j=1$ ), 12 mm ( $G_j/D_j=2$ ), 18 mm ( $G_j/D_j=3$ ), 24 mm ( $G_j/D_j=4$ ) ve 30 mm ( $G_j/D_j=5$ ) boşluk olması sağlanmıştır. Nozulsuz jet plakasında jet deliği ile hedef yüzey arasındaki boşluk 36 mm ( $G_j/D_j=6$ )'dir.

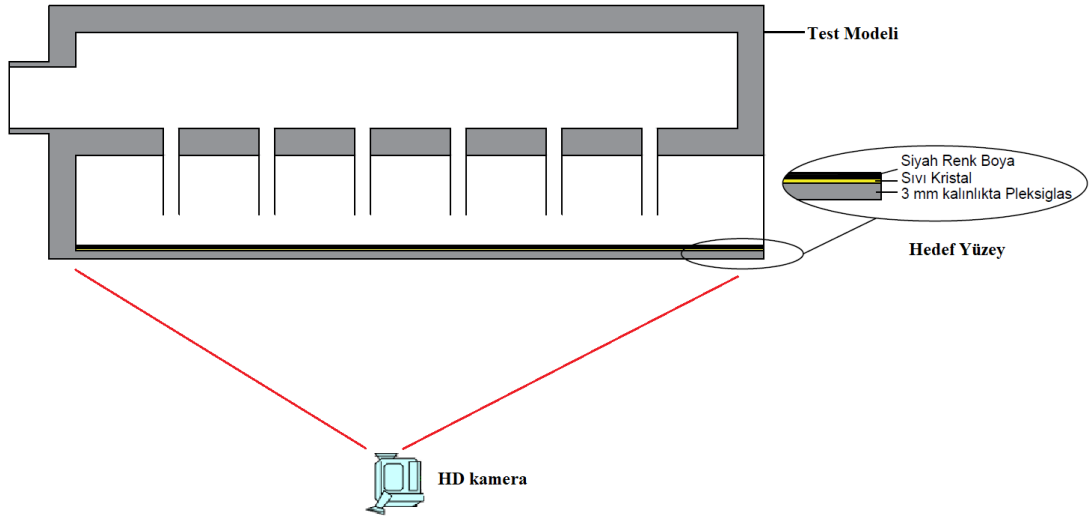
Deneylerde, 5 farklı nozul uzunluklu ve nozulsuz jet plakaları olacak şekilde 6 farklı jet plakası ve düz hedef yüzey ve kanatçıklı hedef yüzey olacak şekilde toplamda 12 farklı test modeli kullanılmıştır. Jet deliklerinde  $Re$  sayısı 16250, 21700, 27100 ve 32500 olacak 4 farklı akış incelenmiştir. Test modellerin jet plakası ile hedef yüzey



yerleşimleri ve farklı nozul uzunluklarının ölçüleri ayrıntılı olarak EK AÇIKLAMALAR-A'da görülebilir. Yine tipik bir test modelinin teknik çizimi ve ölçüleri EK AÇIKLAMALAR-A'da gösterilmiştir. Hava kaçaklarının önlenmesi ve tam sızdırmazlığın sağlanması için test modelini oluşturan pleksiglas plakalar birbirine kloroform ile yapıştırılmıştır. Hedef yüzeylerin ise test modeline montajı cıvata ile gerçekleştirilmiştir.

### 3.4.2. Hedef Yüzeylerin Sıvı Kristal ile Kaplanması

Yüzeyin taşınım ısı transfer katsayısını belirlemek için kararsız hal sıvı kristal yöntemi kullanılmıştır. Yüzey boyama işleminde sıvı kristalin kamera açısında olabilmesi için yüzey ilk önce Şekil 3.9.'da görüldüğü gibi sıvı kristal ile boyanması gerekmektedir. Deneyler sırasında renk değişiminin görünürlüğünün sağlanması için sıvı kristalle boyanmış yüzeyin üzeri ayrıca siyah renk boya ile tekrar boyanması gerekmektedir. Boyama işlemi bittiğinde hedef yüzeyin her iki tarafından bakıldığında yüzey siyah renk olarak görülmelidir.

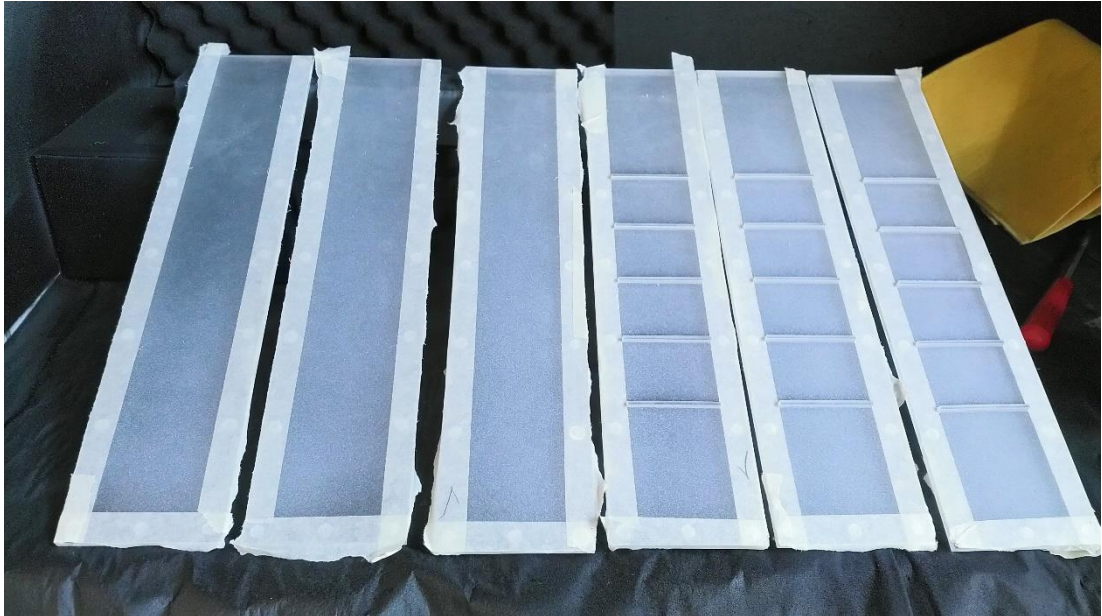


Şekil 3.9. Sıvı kristalle kaplanmış yüzey.

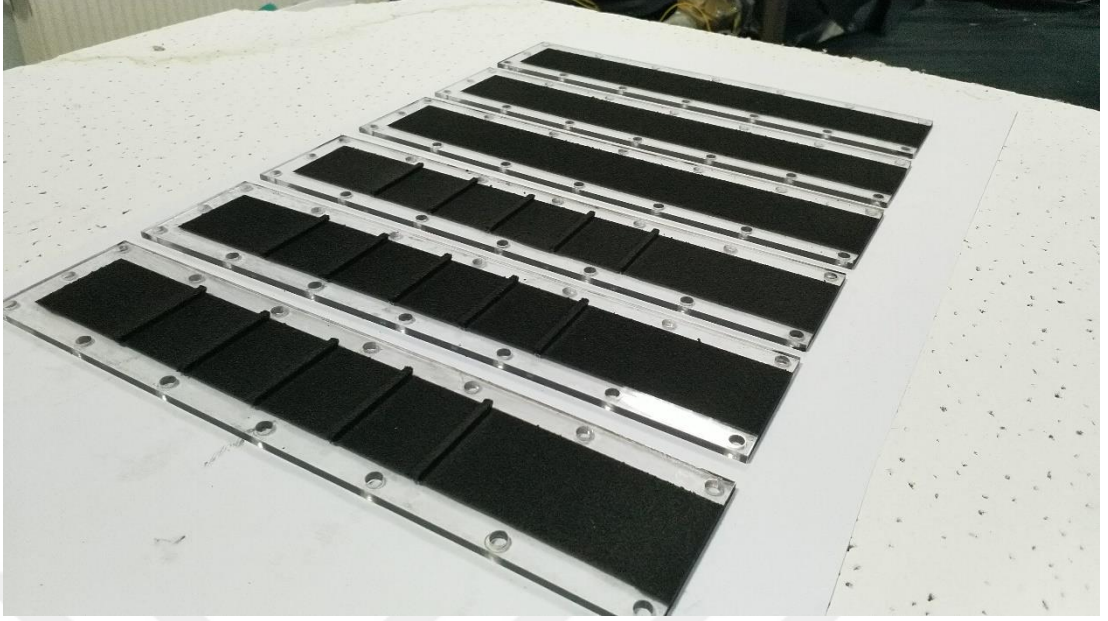
Hedef yüzeyin jet ile temas ettiği ve kameranın doğrudan göreceği iç yüzeyi ilk önce Şekil 3.10.'da görüldüğü gibi sıvı kristal ile boyanmıştır. Yüzey boyama işleminde Aztek Airbrush A220 marka ve model hassas boya tabancası kullanılmıştır. İlk kat boyama işlemi yapıldıktan sonra, boyanın kuruması için en az 20 dakika beklenmiş ve

yüzey tekrar boyanmıştır. Yüzey üzerinde sıvı kristal boyanın kalınlığı optimum düzeyde tutulması gerekmektedir. Yüzeyin çok miktarda sıvı kristal ile boyanması durumunda renklerin görünürlüğünün sağlanması için sonrasında atılacak olan siyah renk boyanın görünürlüğü azalacak bu da renk değişiminin doğru bir şekilde kaydedilememesine ve görüntü işleme programının hesaplamalarında hata oranını arttıracaktır. Az miktarda boyanacak yüzeyde ise renk değişimi yeterli düzeyde gerçekleşmeyecektir. Bu nedenle sıvı kristal ile yüzey boyandıktan sonra yüzeyin arka bölümünde yer alan bir objenin bulanık olarak görülebilmesi gerekmektedir. Yapılan bu çalışmanın deneylerinde, hassas sonuçlar, sıvı kristal ile 5-6 kat boyanmış olan yüzeylerden elde edilmiştir.

Sıvı kristal ile yüzey boyandıktan sonra boyanın tamamen kuruması için bir gün beklenmiştir. Daha sonra sıvı kristal ile boyanmış yüzeyin üzeri Şekil 3.11.'de görüldüğü gibi siyah renk boya ile boyanmıştır. Boyama işlemi yapılırken sıvı kristal boyama işleminde olduğu gibi her kat boyadan sonra 20 dakika boyanın kuruması için beklenmiştir. Ortalama 10-12 kat boyama işlemi yaparak hedef yüzeylerin her iki yüzeyinden bakıldığında görünürlüğünün siyah renkte olması sağlanmıştır.



Şekil 3.10. Sıvı kristal ile boyanmış hedef yüzeyler.



Şekil 3.11. Siyah renk boya ile boyanmış hedef yüzeyler.

Yüzeyler siyah renk boya ile boyandıktan sonra bir gün kuruması için beklenmiş ve test modellerine Şekil 3.12.'de görüldüğü gibi montajı gerçekleştirilmiştir.

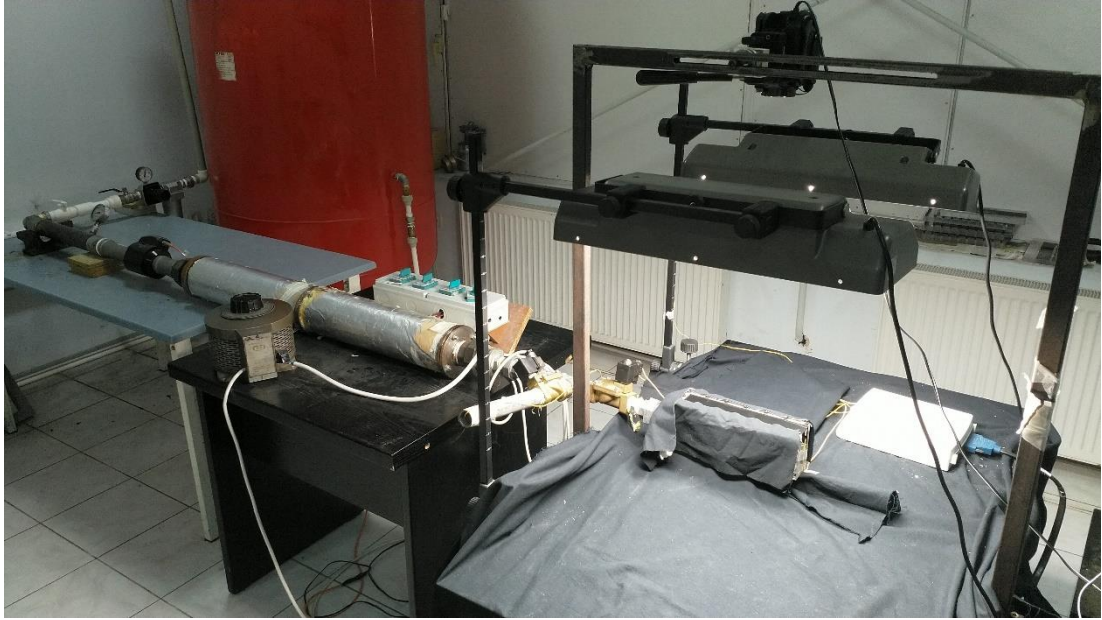


Şekil 3.12. Hedef yüzeylerin test modellerine montajı.

### 3.5. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Deneylere başlamadan önce deney düzeneği ve deneyin yapılacağı ortamın deneylere hazır hale getirilmesi gerekmektedir. İlk önce hava deposunun tam olarak dolması sağlanmıştır. Tüm deneylerin aynı şartlarda gerçekleşmesini sağlamak için laboratuvar ortamı deneyler sırasında 22 °C’de sabit tutulmuştur. Deneyin gerçekleştirileceği test modeli Şekil 3.13.’de gösterildiği gibi deney düzeneğine montajı gerçekleştirilmiş ve kamera açısında yer alan tüm alan siyah örtü ile kapatılmıştır.

Deneyler sırasında ışık kirliliğini önlemek ve hedef yüzeyin renk değişiminin doğru bir şekilde kamera ile kayıt altına alabilmek için deneylerin gerçekleştirildiği laboratuvarın pencereleri dışarıdan laboratuvar içerisine ışık girmeyecek şekilde tamamen kapatılmıştır. Deneylere başlamadan önce laboratuvarın aydınlatması kapatılmış, deney düzeneğinin aydınlatması açılmıştır. Ardından görüntülerin kaydedildiği kameranın renkleri gerçek renklerde kaydedebilmesi için kameraya 0,17 gri renk ayarı yapılmıştır.

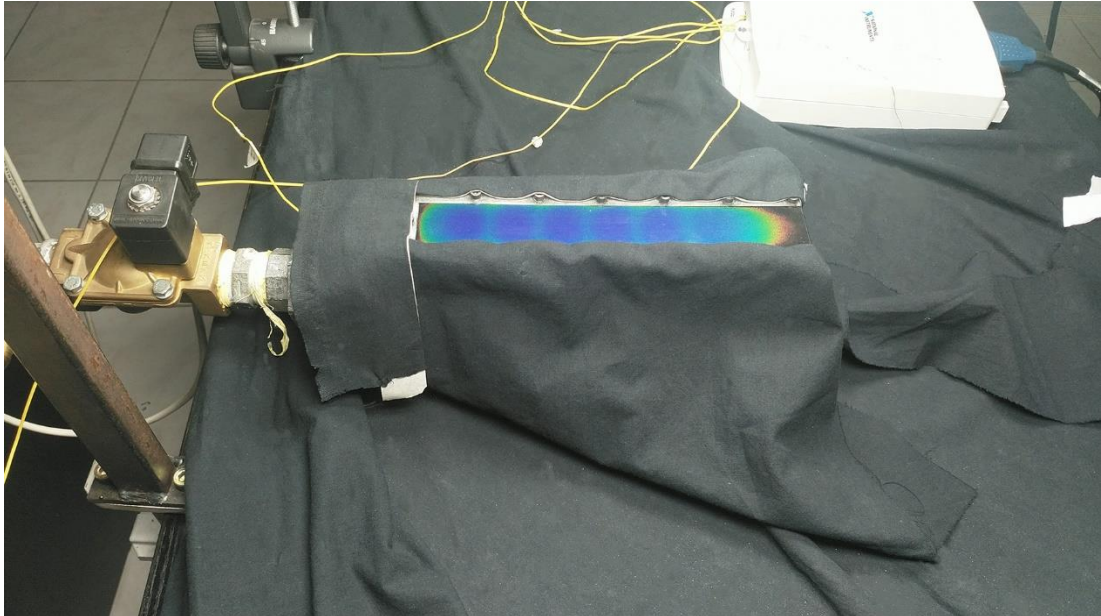


Şekil 3.13. Deney düzeneğinin deneylere hazırlanması.

Bir sonraki aşamada deneye başlamadan önce havanın debisi ve sıcaklığı deney parametresine göre ayarlanması gerekmektedir. Bunun için hava ilk önce test modeli

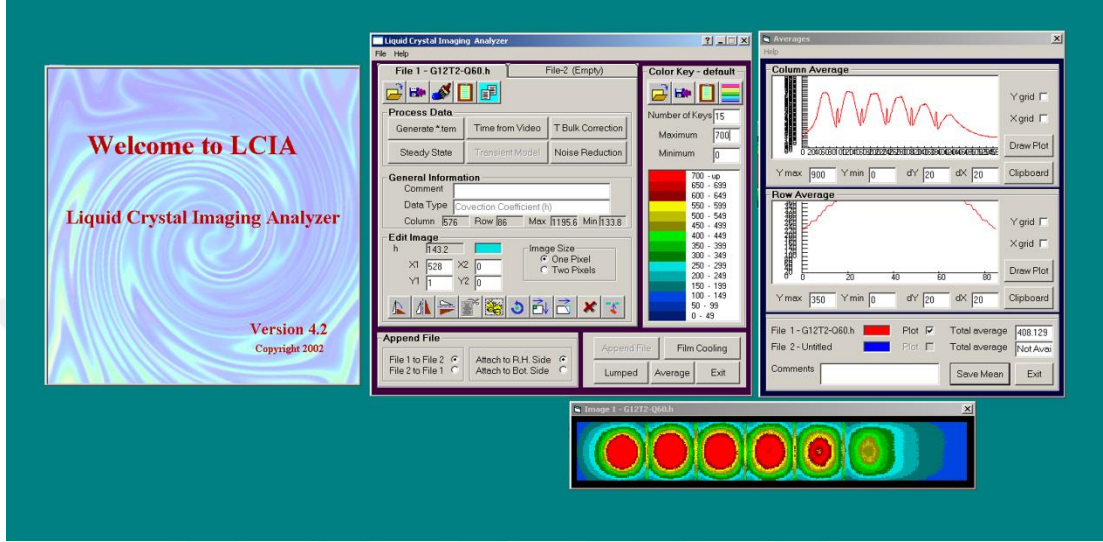
hattından solenoid vana ile by-pass hattına yönlendirilmiştir. Hava tankı çıkışında yer alan vana açılmış ve hava test modeline gönderilmeden by-pass hattından tahliye olması sağlanmıştır. Regülatör basıncı 3 bar basınca ayarlanmıştır. Küresel vana ile havanın debisi ayarlanmış ve akışmetrede istenilen debiye ulaşıldığı görüldükten sonra havanın sıcaklığının ayarlanmasına geçilmiştir. Deney düzeneğinde yer alan varyak ile ısıtıcıların gücü ayarlanarak hava akışı istenilen sıcaklığa ulaştırılmıştır. Hava sıcaklığı by-pass hattı çıkışında yer alan j-tip ısılcift ile anlık olarak ölçülmüştür. Tüm deneylerde hava giriş sıcaklığı 50 °C olarak belirlenmiştir. Hava giriş sıcaklığı 50 °C’de sabit olduğu görüldükten sonra kamera kaydı gerçekleştirilmiş, ısılciftlerle anlık okunan ortam sıcaklığı ve hava giriş sıcaklığı bilgisayarda kaydedilmeye başlanmıştır. Hemen ardından havanın solenoid vana ile by-pass hattından test modeline gönderilmesiyle deney başlatılmıştır.

Deneyin başlamasıyla hedef yüzey üzerinde Şekil 3.14.’de görüldüğü gibi renk değişimi meydana gelmeye başlamıştır. Yüzeyin tamamında renk değişimi olduktan sonra kamera ve sıcaklıkların kaydı durdurulmuş, test modelinin basınç kaybı ölçümü yapılmış ve deney sonlandırılmıştır.



Şekil 3.14. Deneyler sırasında hedef yüzey üzerinde gerçekleşen renk değişimi.

D deney sonlandırıldıktan sonra kamera ile kaydedilen görüntü Liquid Crystal Image Analyser (LCIA) programında işlenmek üzere bilgisayara aktarılmıştır. LCIA programının arayüzü ve görüntü analizi yapılmış bir deney parametresinin örneği Şekil 3.15.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.15. LCIA programının ara yüzü.

## BÖLÜM 4

### SAYISAL YÖNTEM VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu bölümde problemin genel tanımı, çözüm için kullanılan korunum denklemleri ve temel denklemler verilmiştir. Aynı zamanda türbülanslı akış çözümleri için kullanılan modellerden ve bu modellerin seçimi hakkında bilgiler sunulmuştur.

Bir yüzeyde gerçekleşen ısı transferi ve akış karakteristikleri, deneysel yöntemle olabileceği gibi sayısal yöntemle veya her ikisinden de faydalanılarak incelenebilir. Sayısal yöntem, maliyetten ve zamandan sağladığı tasarruflarla bir problemin incelenmesinde önemli avantajlar sağlamaktadır. Bu yöntemde akışın fiziksel olayları matematiksel formülasyonlarla ifade edilir.

Yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini arttırmanın yollarından biri, yüzey üzerindeki akışkanın hızını arttırmaktır. Bunun en etkili yollarından biri jet çarpmalı soğutma yöntemidir. Bu yöntemde akışkan bir delikten yüzeye dik veya açılı olarak yüksek hızda çarptırılır. Bunun sonucunda yüzey üzerinde akışkan hızı artar ve sınır tabaka kalınlığı azalarak ısı transferinin artması sağlanır.

Akışkan, boru gibi kapalı bir kanaldan veya iki düz plaka arasında akarken, akışkanın hızına, akışkanlığının viskozitesine ve büyüklüğüne bağlı olarak iki akış türünden biri (laminer akış veya türbülanslı akış) gerçekleşir. Laminer akışta akışkanın molekülleri düzgün bir hareket izler. Molekül hızında ve basıncında zamana bağlı değişim olmaz. Akışkan, paralel katmanlar halinde (minimum yanal karışım) akar, katmanlar arasında bir bozulma olmaz. Bu nedenle laminer akış aynı zamanda akış çizgisi veya viskoz akış olarak da adlandırılır. Türbülanslı akış şartlarında ise moleküllerin hareketleri düzensiz ve karmaşıktır. Akışın her bölgesinde hızda ve basınçta zamana bağlı olarak sürekli değişimler görülür. Laminer akışın aksine akışkan, paralel katmanlarda akmaz, yanal karışım çok yüksektir ve katmanlar arasında bir bozulma

vardır. Bu nedenle akış içerisinde girdaplar oluşur. Oluşan bu girdaplar akışın farklı bölgeleri arasında kütle, momentum ve enerji aktarımını büyük ölçüde artırır. Bu da laminar akışa kıyasla türbülanslı akışta büyük oranlarda ısı transferi gerçekleşmesine neden olur. Bu nedenle endüstriyel uygulamaların çoğunda olduğu gibi jet çarpmalı soğutmada da akış büyük oranda türbülanslı olmaktadır.

Laminardan türbülanslı akışa geçiş, yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, akış hızı, yüzey sıcaklığı ve akışkan türü gibi parametrelere bağlıdır. Akışın laminar ya da türbülanslı olması, boyutsuz bir büyüklük olan ve atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan Reynolds ( $Re$ ) sayısı ile belirlenir. Jet çarpmalı soğutmada  $Re$  sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re_j = \frac{V_j D_j}{\nu} \quad (4.1)$$

Yukarıdaki denklemde  $V_j$  akışkanın jet hızını,  $D_j$  jet hidrolik çapını ve  $\nu$  ise akışkanın kinematik viskozitesidir. Dairesel kesitli borularda  $Re < 2300$  olması durumunda akış laminar,  $4000 < Re$  olması durumunda ise akış türbülanslı olur.  $2300 < Re < 4000$  arası laminardan türbülansa geçiş rejimidir.

Jetin yüzeye çarpmasıyla yüzey üzerinde oluşan ortalama taşınım ısı transfer katsayısı  $\bar{h}$  aşağıdaki gibidir.

$$\bar{h} = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (4.2)$$

Burada  $q''$  yüzeyin ısı akısı,  $T_w$  yüzeyin duvar sıcaklığı ve  $T_b$  akışkan sıcaklığıdır. Jet çarpmalı soğutmanın temel prensibi yüzey üzerindeki akışkan hızını artırarak taşınım ısı transfer katsayısını arttırmak ve böylelikle yüzeyde gerçekleşen ısı transferini arttırmaktır.

Yerel taşınım ısı transfer katsayısı ( $h_x$ ) ise aşağıdaki gibi hesaplanır.



$$h_x = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{(T_w - T_b)_x} \quad (4.3)$$

Nu sayısı taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin iletimle gerçekleşen ısı transferine oranını ifade eder. Bir başka deyişle, iletimle gerçekleşen ısı transferi miktarının taşınım yolu ile ne kadar arttırıldığının bir ölçüsüdür ve ortalama Nu sayısı ( $\overline{Nu}$ ) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_j}{k} \quad (4.4)$$

Bu denklemde  $k$  akışkanın ısı iletim katsayısıdır. Eğer  $Nu=1$  ise akışkanın sabit olduğu ve tüm ısı transferinin iletimle gerçekleştiği söylenebilir.  $Nu$  sayısı, ısı transferinin ne kadar arttırıldığının gösterilmesinde yaygın olarak kullanılan boyutsuz bir büyüklüktür. Yerel  $Nu$  sayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Nu = \frac{h_x D_j}{k} \quad (4.5)$$

#### 4.1. FİZİKSEL MODEL VE MATEMATİKSEL MODELİN TANIMLANMASI

Bu bölümde sayısal çalışma hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Bu çalışmada Şekil 3.2 (b)'de kesit ölçüleri gösterilen gösterilen jet çarpmalı soğutma sisteminde jet deliklerinin hedef yüzeye uzatılarak hedef yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranının arttırılmaya çalışılmıştır. Test modelinde  $G_j/D_j$  hariç diğer ölçüler sabit tutulmuş,  $G_j/D_j$ 'nin sırasıyla 6,0; 5,0; 4,0; 3,0; 2,0 ve 1,0 olduğu değerler araştırılmıştır. Düz yüzeye birlikte hedef yüzey üzerine 2,5 mm yüksekliğinde ve 2,0 mm genişliğinde her biri iki jetin merkez aksının ortasına gelecek şekilde kanatçıkların yerleştirildiği kanatçıklı yüzeyler oluşturulmuştur. Oluşturulan bu 12 farklı test modelinde jet deliklerinde  $Re$  sayısı sırasıyla 16250, 21700, 27100 ve 32500 olacak şekilde 4 farklı akış incelenmiştir.

Öncelikle farklı  $G_j/D_j$ 'de ve farklı  $Re$  sayılarında deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş. Daha sonra deney parametrelerine göre aynı sistemlerin sayısal çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmanın şartları deneysel çalışma ile aynı tutulmuştur. Sayısal çalışmalar Ansys Fluent 19.2 ticari programı ile üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir.

Deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısının, yerel  $Nu$  sayısı dağılımının, test modellerinin basınç kayıplarının, akış karakteristiklerinin ve performans değerlendirme kriterinin  $Re$  sayısı ile değişimleri incelenmiştir. Deney sonuçları sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Problemin akış ve ısı davranışını inceleyebilmek için momentum ve enerji korunum denklemlerinin, uygun sınır şartları ile birlikte çözülerek, problem alanı içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi gerekmektedir.

Türbülanslı akış şartlarında temel denklemlerin çözülmesi hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi için yeterli değildir. Akışın yapısı gereği temel denklemlerle birlikte türbülans denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir. Türbülans denklemlerinin çözümü için ise türbülans modellerinin kullanılması zorunludur. Yapılan çalışmanın da türbülanslı akış koşullarında gerçekleşmesi sebebiyle temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemlerinin çözümü yapılmıştır.

Yapılan çalışmada akışkan dışarıdan bir güçle kanal içerisine sevk edildiğinden akış zorlanmış bir akıştır. Burada, yüksek konvektif etkiler ve düşük işletme sıcaklığı nedeniyle ışınım ile olan ısı transferi ihmal edilmiştir.

Problemin çözümü, akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri olan kütle, momentum, ve enerjinin korunumu kanunlarına dayanmaktadır. Fakat çalışma türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmesi sebebi ile, temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemleri de bu denklemler ile birlikte çözülmüştür.

Türbülanslı akışın yapısı gereği temel denklemlere ilave olarak türbülans denklemlerinin de çözülmesi gerekmektedir. Türbülans denklemlerinin çözümü için ise bir türbülans modelinin kullanılması şarttır. Bu sebeple yapılan çalışmada jet çarpmalı soğutmada hassas çözümler sunması nedeniyle ve çözüm maliyetinin de düşük olması nedeniyle türbülans denklemlerinin çözümü için *SST k- $\omega$*  (Low Re correction) türbülans modeli kullanılmıştır [43]. Sayısal çalışma sonucunda, elde edilen verilere ile hedef yüzey üzerinde yerel *Nu* sayısı dağılımı, hedef yüzeyin ortalama *Nu* sayısı, test modelinin basınç kaybı, performans değerlendirme kriteri ve akış karakteristikleri farklı *Re* sayıları ve farklı  $G_j/D_j$ 'ye göre tespit edilmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Türbülanslı akış, akış parametrelerinin zamana ve uzay koordinatlarına bağımlı olarak düzensiz değişimler gösterdiği akış olarak tanımlanabilir. Türbülans, yüksek Reynolds sayılarında ortaya çıkan bir akış özelliği olup, kesinlikle bir akışkan özelliği değildir. Türbülanslı akışın çok karmaşık ve düzensiz bir yapıya sahip olmasından dolayı, akış özelliklerinin tamamen tanımlanabilmesinin kolay bir yöntemi yoktur. Bununla birlikte, pratik mühendislik uygulamalarında türbülanslı akışlara sıkça rastlanmaktadır. Bu nedenle, araştırmacılar türbülanslı akışlar hakkında yeterli derecede bilgi sağlayacakları hesaplama yöntemlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu amaçla, pratikte türbülanslı akışın sadece zaman-ortalama özellikleri ile ilgilenilmektedir. Böylece türbülans çalkantılarının (fluctuation) ortalama akış özellikleri üzerindeki etkisi incelenmekte ve bir çok mühendislik uygulamalarında yeterli sayılabilecek sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu yaklaşımla, laminer akış denklemleri; hızlı ve düzensiz çalkantıların ortalama değerlerde olduğu kabul edilerek yapılan ortalama işlemi ile türbülanslı akış için zaman-ortalama denklemlere dönüştürülmektedir. Bu işlemden sonra, Reynolds gerilimleri, türbülans ısı akısı, vb. ekstra terimler ortaya çıkmaktadır. Bu terimleri akışın ortalama özellikleri ile ifade etmek için etkili türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple türbülanslı akışların çözümlerinde geometriye ve problemin türüne bağlı olarak bir türbülans modelinin kullanılması gerekmektedir.

Bir çok türbülans modeli, türbülans viskozitesi, türbülans difüzyon katsayısı gibi kavramlar kullanmaktadır. Sonuç olarak türbülanslı akışı tanımlamak üzere, laminer

akış denklemleri ile aynı yapıya sahip zaman-ortalama denklemler ortaya çıkmaktadır. Fakat bu denklemlerde viskozite, difüzyon, ısı iletim katsayısı vb. gibi laminer aktarım katsayıları yerine, türbülans etkilerini de içeren ve efektif aktarım katsayıları olarak adlandırılan katsayılar kullanılmaktadır. Sözü edilen efektif aktarım katsayıları, laminer ve türbülans aktarım katsayılarının toplamı olarak tanımlanmaktadır.

Türbülanslı akış içerisinde oluşan çalkantıların ortalama akış özelliklerine olan etkisini incelemek ve zaman-ortalama türbülanslı akış denklemlerini türetmek üzere herhangi bir akış değişkeni  $\varphi$ 'nın ortalama değeri, şu şekilde tanımlanabilir;

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt \quad (4.6)$$

$\varphi$  zamana bağımlı bir değişken olup, kararlı ortalama bileşen  $\bar{\varphi}$  ve ortalama zamana bağımlı çalkantı (fluctuating) bileşeni  $\varphi'$ 'nin toplamı olarak:

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} + \varphi'(t) \quad (4.7)$$

şeklinde ifade edilir ve  $\varphi = \bar{\varphi} + \varphi'$  şeklinde de gösterilebilir.  $\varphi$  değişkeni akış alanı içerisinde hız bileşenleri, basınç, sıcaklık vb. gibi değişkenleri simgelemektedir. Diğer bir ifadeyle, ortalama hızın x-bileşeni  $\bar{u}$ , y-bileşeni  $\bar{v}$ , z-bileşeni  $\bar{w}$ , çalkantının x-bileşeni  $u'$ , y-bileşeni  $v'$ , z-bileşeni  $w'$  olduğuna göre;

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.8a)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (4.8b)$$

$$w = \bar{w} + w' \quad (4.8c)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4.8d)$$

$$T = \bar{T} + T' \quad (4.8e)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Çalkantıların zaman ortalaması tanım gereği sıfırdır.

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi' dt \equiv 0 \quad (4.9)$$

Akışın çalkantılı kısmına ilişkin bilgiler, çalkantıların kök-ortalama-karekök (root-mean-square, rms) değeri:

$$\varphi_{\text{rms}} = \sqrt{\overline{(\varphi')^2}} = \left[ \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\varphi')^2 dt \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

ile elde edilebilir. Hız bileşenlerinin rms değerleri, türbülans çalkantılara duyarlı hız problemleri ve basit elektrik devreleri ile kolaylıkla ölçülebilmesi açısından, çok büyük önem taşımaktadır [113].

Bir türbülanslı akışa ait ortalama akış denklemlerini türetmeden önce birbirinden farklı  $\varphi$  ve  $\psi$  gibi çalkantı özelliklerinin zaman ortalamaları:

$$\varphi = \overline{\varphi} + \varphi' \quad (4.11)$$

Ve

$$\psi = \overline{\psi} + \psi' \quad (4.12)$$

ile bunların kombinasyonlarını, türevlerini ve integrasyonunu kapsayan matematiksel kurallar Eşitlik (4.6) ve (4.8) ve Eş. 3.14 kullanılarak aşağıda Eşitlik (4.13a)-Eşitlik (4.13h)'de ifade edilmiştir.

$$\overline{\varphi'} = \overline{\psi'} = 0 \quad (4.13a)$$

$$\overline{\overline{\varphi}} = \overline{\varphi} \quad (4.13b)$$

$$\overline{\varphi + \psi} = \overline{\varphi} + \overline{\psi} \quad (4.13c)$$

$$\overline{\phi\psi} = \bar{\phi}\bar{\psi} + \overline{\phi'\psi'} \quad (4.13d)$$

$$\overline{\phi\bar{\psi}} = \bar{\phi}\bar{\psi} \quad (4.13e)$$

$$\overline{\phi'\bar{\psi}} = 0 \quad (4.13f)$$

$$\frac{\partial \overline{\phi}}{\partial s} = \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial s} \quad (4.13g)$$

$$\int \overline{\phi ds} = \int \bar{\phi} ds \quad (4.13h)$$

Türbülanslı akış şartları için elde edilen bu bağıntılar kullanılarak süreklilik, momentum ve enerji denklemleri türbülanslı akış koşulları için yazılabilir.

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, laminer akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.14)$$

ile ifade edilmektedir. Eşitlik (4.8)'de türbülanslı akış için elde edilen terimler Eşitlik (4.14)'de yerlerine yazılırsa;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'}{\partial z} = 0 \quad (4.15)$$

şekline dönüşür. Eşitlik (4.15)'in küçük bir  $\Delta t$  zaman aralığında ortalaması alınırsa Eşitlik (4.9)'da görüldüğü üzere çalkantı terimleri sıfıra eşit olur, bununla birlikte ortalama bileşenler aynı kalır. Sonuçta Eşitlik (4.15);

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.16)$$

şeklinde ifade edilir. Aynı zamanda çalkantı terimleri de;

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.17)$$

ile ifade edilebilir. Sonuç olarak zaman ortalamalı hız bileşenleri ve zamana bağımlı çalkantı hız bileşenleri süreklilik denklemini sağlamaktadır.

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu süreklilik denklemi indis notasyonu ile şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.18)$$

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, laminar akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu momentum denklemleri;

x yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.19a)$$

y yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.19b)$$

z yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.19c)$$

şeklinde yazılabilir.

Eşitlik (4.8)'deki terimler sırasıyla momentum denklemlerinde (Eşitlik (4.19)) yerlerine yazılırsa;

x yönündeki momentum denklemi:

$$\begin{aligned}
 (\bar{u} + u') \frac{\partial}{\partial x} (\bar{u} + u') + (\bar{v} + v') \frac{\partial}{\partial y} (\bar{u} + u') + (\bar{w} + w') \frac{\partial}{\partial z} (\bar{u} + u') \\
 = f_x - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial p'}{\partial x} \right) + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u'}{\partial z^2} \right)
 \end{aligned} \quad (4.20)$$

Eşitlik (4.20) eşitliğinin  $\Delta t$  zaman aralığında ortalaması, Eşitlik (4.13)'de elde edilen ifadelerden yararlanılarak eşitlikteki terimlerin teker teker zaman ortalamalarının alınmasıyla elde edilebilir. Bu işlemler Eşitlik. (4.21a)-Eşitlik (4.21m) ile açıkça ifade edilmiştir.

$$\overline{\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}} = \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (4.21a)$$

$$\overline{\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}} = \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (4.21b)$$

$$\overline{\bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z}} = \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \quad (4.21c)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} \quad (4.21d)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \quad (4.21e)$$

$$\overline{\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2}} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \quad (4.21f)$$

$$\overline{\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \quad (4.21g)$$

$$\overline{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p'}{\partial x}} = 0 \quad (4.21h)$$



$$\overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial x^2}} = \overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial y^2}} = \overline{\frac{\partial^2 u'}{\partial z^2}} = 0 \quad (4.21i)$$

$$\overline{u' \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}} = \overline{v' \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}} = \overline{w' \frac{\partial \bar{u}}{\partial z}} = 0 \quad (4.21k)$$

$$\overline{\bar{u} \frac{\partial u'}{\partial x}} = \overline{\bar{v} \frac{\partial u'}{\partial y}} = \overline{\bar{w} \frac{\partial u'}{\partial z}} = 0 \quad (4.21m)$$

Eşitlik (4.21a)-Eşitlik (4.21m)'de elde edilen terimler Eşitlik (4.20)'de yerlerine yazılırsa türbülanslı akış için x yönündeki momentum denklemi elde edilir.

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \overline{u' \frac{\partial u'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial u'}{\partial y}} + \overline{w' \frac{\partial u'}{\partial z}} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (4.22)$$

Görüldüğü gibi zaman ortalama prosesi, zaman ortalamalı momentum denklemlerine yeni terimler ilave etmiştir. Bu yeni terimler Eşitlik (4.22) eşitliğinin sol tarafında yer alan son üç terimdir. Bu terimler çalkantı hızlarının çarpımını ihtiva etmekte ve hız çalkantılarından kaynaklanan konvektif momentum transferini meydana getirmektedir [113].

Eşitlik (4.22)'de elde edilen hız çalkantıları daha açık bir biçimde yazılacak olursa;

$$u' \frac{\partial u'}{\partial x} = \frac{\partial (u')^2}{\partial x} - u' \frac{\partial u'}{\partial x} \quad (4.23a)$$

$$v' \frac{\partial u'}{\partial y} = \frac{\partial (u'v')}{\partial y} - u' \frac{\partial v'}{\partial y} \quad (4.23b)$$

$$w' \frac{\partial u'}{\partial z} = \frac{\partial (u'w')}{\partial z} - u' \frac{\partial w'}{\partial z} \quad (4.23c)$$

denklemleri elde edilir. Elde edilen terimler Eşitlik (4.22)'de yerlerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapıldığında;

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \\ & = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left[ \mu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'^2}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u'v'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho u'w'}) \right] \end{aligned} \quad (4.24a)$$

eşitliği elde edilir ve bu eşitlik türbülanslı akış şartlarında x yönündeki momentum denklemini ifade etmektedir.

Benzer işlemler momentum denkleminin y ve z yönlerine de uygulanırsa, y ve z yönündeki zaman ortalamalı türbülanslı akış momentum denklemleri elde edilebilir.

y yönündeki türbülanslı akış momentum denklemleri:

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \\ & = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \left[ \mu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'v'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v'^2}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho v'w'}) \right] \end{aligned} \quad (4.24b)$$

z yönündeki türbülanslı akış momentum denklemleri:

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \\ & = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \left[ \mu \left( \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u'w'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v'w'}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho w'^2}) \right] \end{aligned} \quad (4.24c)$$

şeklinde elde edilir. Denklemlerdeki ilave gerilme terimleri, yapılarını ifade edebilmek için açık bir şekilde yazılmıştır. Bu terimler üçü normal ve üçü kayma gerilmesi olmak üzere toplam altı ilave gerilmeden meydana gelirler. Bunlar;

$$\tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'} \quad (4.25a)$$

$$\tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho \overline{u'w'} \quad (4.25b)$$

$$\tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho \overline{v'w'} \quad (4.25c)$$

şeklinde ifade edilen altı ilave türbülans gerilmeleridir. Bu gerilmeler Reynolds gerilmeleri, Eşitlik (4.24a)-Eşitlik (4.24c)'de belirtilen denklemler ise Reynolds denklemleri olarak tanımlanır [113]. Türbülanslı akışlarda normal gerilmeler  $-\rho\overline{u'^2}$ ,  $-\rho\overline{v'^2}$  ve  $-\rho\overline{w'^2}$  daima sıfırdan farklıdır çünkü bunlar çalkantı hızlarının karesini ihtiva eder. Kayma gerilmeleri  $-\rho\overline{u'v'}$ ,  $-\rho\overline{u'w'}$  ve  $-\rho\overline{v'w'}$  ise farklı hız bileşenleri arasında korelasyonu kurar. Bir türbülanslı akışta türbülans kayma gerilmeleri de sıfırdan farklıdır ve viskoz gerilmelere oranla oldukça büyük değerler alırlar [114]

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu momentum denklemi indis notasyonu ile:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_i u_j}) = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.26)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

Newton tipi viskoz akış için, laminer akış koşullarında kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{v}{c_p} \Phi_v + \frac{u'''}{\rho c_p} \quad (4.27)$$

olarak ifade edilmektedir. Eşitlik (4.27)'de  $u'''$  terimi sistemdeki enerji üretim terimidir.  $\alpha$  terimi ısı yayılım katsayısı olup,  $\alpha = k/(\rho.c_p)$  şeklinde tanımlanmaktadır.  $\Phi_v$  terimi ise dissipasyon fonksiyonudur ve şu şekilde ifade edilir:

$$\Phi_v = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (4.28)$$

Momentum denklemlerine benzer şekilde enerji denkleminin de zaman ortalaması alınıp, gerekli aritmetik düzenlemeler yapıldığında türbülanslı akış için zaman ortalamalı enerji denklemi şu şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned} & \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \\ &= \alpha \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho c_p} \left( \frac{\partial}{\partial x} (\rho c_p \bar{u}'T') + \frac{\partial}{\partial y} (\rho c_p \bar{v}'T') + \frac{\partial}{\partial z} (\rho c_p \bar{w}'T') \right) \\ & \quad + \frac{v}{c_p} \bar{\Phi}_v + \frac{u'''}{\rho c_p} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Eşitlik (4.29) incelendiğinde laminar akış denkleminde farklı olarak zaman ortalamalı türbülanslı akış enerji denkleminde eşitliğin sağ tarafında ek terimlerin varlığı görülmektedir. Bu terimler hız ve sıcaklık çalkantı terimlerinden oluşmaktadır ve “türbülans ısı akısı” olarak nitelendirilmektedir [115]. Diğer bir ifade ile bu terimler türbülanslı akış varlığındaki çalkantılardan oluşan ısı transferidir.

Eşitlik (4.28)'de yer alan zaman ortalamalı dissipasyon fonksiyonunun açık şekli ise:

$$\begin{aligned} \bar{\Phi}_v = & 2 \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 \\ & + 2 \left[ \overline{\left( \frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} \right] + \overline{\left( \frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2} \end{aligned} \quad (4.30)$$

ile ifade edilmektedir. Eşitlik (4.30)'da laminar akış şartlarındaki dissipasyon fonksiyonundan farklı olarak hız için çalkantı terimleri bulunmaktadır. Bu terimlerin toplamı “türbülans dissipasyon fonksiyonu” olarak nitelendirilmekte ve  $\varepsilon$  ile ifade edilmektedir. Diğer bir ifade ile türbülans dissipasyon fonksiyonu ( $\varepsilon$ ):

$$\varepsilon = 2 \left[ \overline{\left( \frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} \right] + \overline{\left( \frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial z} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2} \quad (4.31)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Eşitlik (4.30)'dan görüldüğü üzere türbülanslı akış şartında mekanik enerjinin ısı enerjisine dönüşümü iki şekilde gerçekleşmektedir. Bunlardan birisi laminar akış şartlarında olduğu gibi direk olarak viskositenin varlığından oluşmaktadır. Diğerisi ise çalkantı terimlerinin oluşturduğu türbülans dissipasyonundan dolayı meydana gelmektedir.

Newton tipi sıkıştırılmaz viskoz akış için, türbülanslı akış koşullarında, kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu enerji denklemi indis notasyonu ile:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho c_p \overline{u'_j T'}) + \frac{v}{c_p} \bar{\Phi}_v + \frac{u'''}{\rho c_p} \quad (4.32)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Eşitlik (4.32)'de yer alan  $\bar{\Phi}_v$  teriminin indis notasyonu ile ifadesi ise aşağıdaki gibidir:

$$\bar{\Phi}_v = \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \delta_{ij} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \delta_{ij} \right) \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (4.33)$$

Eşitlik (4.33)'deki  $\delta_{ij}$  terimi Kronecker delta olarak tanımlanmaktadır ( $i = j$  ise  $\delta_{ij} = 1$ ;  $i \neq j$  ise  $\delta_{ij} = 0$ ).

Laminar akışlarda kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri beş bilinmeyenli ( $u, v, w, p, T$ ) beş denklem setini oluşturmaktadır. Matematiksel olarak bu denklem seti kapalıdır, yani çözülebilmesi için gerekli şartlar sağlamıştır. Ancak, türbülanslı akışlara ait Reynolds denklemlerinin oluşturulması için yapılan ortalama

işlemi neticesinde, türbülans çalkantılarından dolayı altı ekstra bilinmeyen (Reynolds gerilmeleri) ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında türbülanslı akış şartlarında zaman ortalamalı enerji denkleminin elde edilmesinde de yine çalkantılardan oluşan ekstra terimler (türbülans ısı akısı terimleri) oluşmaktadır. Dolayısı ile zaman ortalamalı türbülanslı akış Reynolds denklemleri ve enerji denklemleri laminer akışta olduğu gibi kapalı bir denklem seti oluşturmadığı için direk olarak çözülememektedir. Bu denklemlerin çözülebilmesi için deneysel ve teorik yöntemlerle geliştirilen türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Türbülans modellerinin temel amacı ortaya çıkan bu ekstra terimleri temsil etmek ve türbülans denklemlerini matematiksel olarak kapalı hale getirmektir. Değişik türbülans modelleri ile kapalı hale getirilen denklemler uygun sınır şartları ile çözülebilmektedir [116].

Akış koşullarını en iyi şekilde ifade etmesinden dolayı sayısal çalışmalarda *SST k- $\omega$  (Low Re Correction)* türbülans modeli tercih edilmiştir. Aşağıda *SST k- $\omega$  (Low Re Correction)* türbülans modeli hakkında detaylı bilgiler sunulmuştur.

Türbülanslı akışın temelinde akış alanındaki temel özellikler sürekli bir değişim içerisindedir. Zaman ortalamalı denklemlerin çözümü ile bu değişim miktarları elde edilebilmektedir. Newton'un viskozite kanununa göre viskoz gerilmeler akışkan elemanının deformasyon miktarı ile orantılıdır. Buna göre sıkıştırılmaz bir akışkan için viskoz gerilmeler şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.34)$$

Türbülanslı akışta zaman ortalamalı akış denklemlerinin çözümünün temeli Boussinesq yaklaşımına dayanmaktadır. Boussinesq 1877 yılında, Reynolds gerilmelerinin akışkan elemanının deformasyon miktarı ile ilişkilendirilebileceğini ortaya koymuştur [113]. Boussinesq yaklaşımına göre Reynolds gerilmeleri:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.35)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada,  $\mu_t$  ile türbülans viskozitesi ifade edilmiştir.  $k$  terimi ise birim kütle başına türbülans kinetik enerjisidir  $\left( k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \right)$ . Bu yaklaşımda, türbülans momentum taşınımının ortalama hız gradyanları ile orantılı olduğu kabul edilmiştir. Benzer yaklaşımla, skalar bir değişkenin türbülans taşınımının da bu değişkenin ortalama değerinin gradyanı ile orantılı olduğu söylenebilir. Buna göre herhangi bir  $\phi$  değişkeninin türbülans taşınımı:

$$-\rho \overline{u'_i \phi'} = \Gamma_t \left( \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_i} \right) \quad (4.36)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada  $\Gamma_t$ , türbülans difüzyon katsayısını temsil etmekte olup:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (4.37)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Paydada görülen  $\sigma_t$  ise Prandtl/Schmidt sayısı olarak ifade edilmektedir.

#### 4.1.1. SST $k-\omega$ Türbülans Modeli

Tezin sayısal çalışmalarında, jet çarpmalı soğutmada ısı transferi ve akış karakteristiklerinin incelenmesinde hassas ve nispeten hızlı çözümler sunması nedeniyle SST  $k-\omega$  türbülans modelinin kullanımı tercih edilmiştir. Bu model Menter [117] tarafından, yakın duvar bölgesinde standart  $k-\omega$  modelinin sağlam ve doğru formülasyonu, duvardan uzak bölgedeki akışın formülasyonunu doğru bir şekilde sunabilen  $k-\varepsilon$  modelinin harmanlanması ile elde edilmiştir. Bunu sağlamak için,  $k-\varepsilon$  modeli bir ek formülasyonlarla  $k-\omega$  türbülans modeline dönüştürülür. SST  $k-\omega$  modeli, standart  $k-\omega$  modeline benzemekle birlikte aşağıdaki farklılıkları içerir.

1. Standart  $k-\omega$  modeli ile dönüştürülmüş  $k-\varepsilon$  modelinin her ikisi de harmanlanmış bir fonksiyonla çarpılır ve her iki model de eklenir. Harmanlanmış fonksiyon,  $k-\varepsilon$  modelini aktif eden duvardan uzağı ve standart  $k-\omega$  modelini aktif eden yakın duvar bölgesini kapsayacak şekilde oluşturulmuştur.
2. SST modeli,  $\omega$  denkleminde sönümlü bir çapraz-dağılım türev terimi içerir.
3. Türbülanslı viskozitenin tanımlanması, türbülanslı kayma gerilmesinin taşınımı için düzenlenmiştir.
4. Model sabitleri farklıdır.

#### 4.1.1.1. SST $k-\omega$ Türbülans Modelinin Transport Denklemleri

Türbülans kinetik enerjisi,  $k$  ve özgül yayılım hızı  $\omega$ , aşağıdaki transport denklemlerinden elde edilir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4.38)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.39)$$

Bu denkleminde  $G_k$  ortalama hız gradyanlarının türbülans kinetik enerjisidir.  $G_\omega$   $\omega$ 'nın üretilmesini ifade eder.  $\Gamma_k$  ve  $\Gamma_\omega$  sırasıyla  $k$  ve  $\omega$ 'nın etkili yayılımını temsil eder.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$ ,  $k$  ve  $\omega$ 'nın türbülansdan dolayı yayılımını gösterir.  $S_k$  ve  $S_\omega$  ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.  $D_\omega$  çapraz-yayılım terimidir. Bu terimler aşağıdaki gibi tanımlanır.

#### Etkili Yayılımın Modellenmesi

SST  $k-\omega$  türbülans modelinin etkili yayılımları aşağıdaki gibi verilir.

$$\Gamma_k = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (4.40)$$



$$\Gamma_{\omega} = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (4.41)$$

Eşitlik 4.40 ve Eşitlik 4.41  $\sigma_k$  ve  $\sigma_{\omega}$   $k$  ve  $\omega$ 'nın sırasıyla türbülans Prandtl sayılarıdır. Türbülans vizkositesi,  $\mu_t$ ,  $k$  ve  $\omega$ 'nın birleştirilmesi ile aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{\alpha_1 \omega}\right]} \quad (4.42)$$

$$\Omega \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (4.43)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}}} \quad (4.44)$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (4.45)$$

Yukarıda yer alan denklemlerde  $\Omega_{ij}$  ortalama dönme tensörüdür. Eşitlik 4.42'de yer alan  $\alpha^*$  aşağıda gösterilmiştir.

### **Low Re Düzeltmesi**

Eşitlik 4.42'de yer alan  $\alpha^*$  türbülans viskozitesini azaltır ve *Low Re* düzeltmesine neden olur ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\alpha^* = \alpha_{\infty}^* \left( \frac{\alpha_0^* + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \right) \quad (4.46)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (4.47)$$

$$R_k = 6 \quad (4.48)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (4.49)$$

$$\beta_i = 0,072 \quad (4.50)$$

Burada yüksek *Re* sayısında  $\alpha^* = \alpha_{\infty}^* = 1$ 'dir.

Harmanlama fonksiyonları  $F_1$  ve  $F_2$  ise aşağıdaki gibidir.

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (4.51)$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (4.52)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right] \quad (4.53)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (4.54)$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (4.55)$$

Burada  $y$  bir sonraki yüzeye olan mesafe  $D_{\omega}^+$  ise çapraz-yayılm teriminin pozitif terimidir.

## Türbülans Üretiminin Modellenmesi

### $k$ 'nin üretimi

$G_k$  terimi türbülans kinetic enerjinin üretimini gösterir ve aşağıdak gibi ifade edilir.

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.56)$$

$G_k$ 'yı Boussinesq hipotezi ile tutarlı bir şekilde değerlendirebilmek için Eşitlik 4.31 aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir;

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (4.57)$$

Burada  $S$ , ortalama gerilim-gerilme tensörü modülüdür ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (4.58)$$

## $\omega$ 'nın üretimi

$G_\omega$  terimi  $\omega$  üretimini temsil eder ve aşağıdaki gibi verilir.

$$G_\omega = \frac{\alpha}{v_t} G_k \quad (4.59)$$

Burada Eşitlik 4.59'de  $G_\omega$  teriminin denklemini standart  $k-\omega$ 'dan farklıdır. Standart  $k-\omega$  ile SST  $k-\omega$  türbülans modellerinin farklarından biri de  $\alpha_\infty$ 'un türetilme yoludur. Standart  $k-\omega$ 'da  $\alpha_\infty = 0,52$ 'yken SST  $k-\omega$  türbülans modelinde aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left( \frac{\alpha_0 + Re_t / R_\omega}{1 + Re_t / R_\omega} \right) \quad (4.60)$$

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (4.61)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (4.62)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (4.63)$$

$$\kappa = 0,41 \quad (4.64)$$

$$R_\omega = 2,95 \quad (4.65)$$

$\beta_{i,1}$  ve  $\beta_{i,2}$  sırasıyla Eşitlik (4.75) ve Eşitlik 4.76'da sırasıyla verilmiştir.

## Türbülans Yayılımının Modellenmesi

### $k$ 'nın Yayılımı

$Y_k$  terimi türbülans kinetik enerjinin yayılımıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (4.66)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* (M_t)] \quad (4.67)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left( \frac{\frac{4}{15} + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right) \quad (4.68)$$

$$\zeta^* = 1,5 \quad (4.69)$$

$$R_\beta = 8 \quad (4.70)$$

$$\beta_\infty^* = 0,09 \quad (4.71)$$

Eşitlik 4.68’de geçen  $Re_t$  ifadesi Eşitlik 4.47’de gösterilmiştir.

### **$\omega$ 'nın Yayılımı**

$Y_\omega$  terimi  $\omega$ 'nın yayılımıdır ve standart  $k-\omega$  ile benzer şekilde türetilir. Farkı ise standart  $k-\omega$ 'da  $\beta_i = 0,072$  olarak sabit alınırken *SST*  $k-\omega$  türbülans modelinde ise Eşitlik (4.74)'daki gibi türetilir.

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (4.72)$$

$$\beta = \beta_i \left[ 1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (4.73)$$

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2} \quad (4.74)$$

$$\beta_{i,1} = 0,075 \quad (4.75)$$

$$\beta_{i,2} = 0,0828 \quad (4.76)$$

Eşitlik (4.73)'daki  $\beta_i^*$  terimi ile Eşitlik (4.74)'daki  $F_1$  terimi sırasıyla Eşitlik 4.67 ve Eşitlik 4.51'de verilmiştir. Sıkıştırılabilirlik fonksiyonu olan  $F(M_t)$  ise aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (4.77)$$

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2} \quad (4.78)$$

$$M_{t0} = 0,25 \quad (4.79)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (4.80)$$

## Çapraz Yayınım Değişimi Yöntemi

SST  $k-\omega$  türbülans modeli hem standart  $k-\omega$  hem de standart  $k-\varepsilon$  türbülans modellerine dayanır. Bu iki modelin birlikte harmanlamak için, standart  $k-\varepsilon$  modeli  $k$  ve  $\omega$  temelli denklemlere dönüştürülür, bu da Eşitlik 4.39'da gösterilen çapraz-yayınım terimi  $D_\omega$ 'nin getirilmesine yol açar ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.81)$$

## Duvar Sınır Şartı

$k-\omega$  modellerinde,  $k$  denklemleri için duvar sınır koşulları,  $k-\varepsilon$  modellerinde geliştirilmiş duvar düzeltmeleri (enhanced wall treatments, EWT) kullanmak için türetilen  $k$  denklemleri ile aynı şekilde türetilmektedir. Bu, duvar fonksiyon ağları için tüm sınır koşullarının duvar fonksiyon yaklaşımına karşılık geleceği anlamına gelirken, daha ince (detaylı) ağ yapısı için uygun *Low Re correction* sınır koşulları uygulanır.

Ansyz Fluent'de duvardaki  $\omega$  aşağıdaki gibi belirtilir.

$$\omega_\omega = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (4.82)$$

Laminar alt tabakadaki  $\omega^+$ 'nin asimptotik değeri;

$$\omega^+ = \min\left(\omega_\omega^+, \frac{6}{\beta_\omega^*(y^+)^2}\right) \quad (4.83)$$

$$\omega_\omega^+ = \begin{cases} \left(\frac{50}{k_s^+}\right)^2 & k_s^+ < 25 \\ \frac{100}{k_s^+} & k_s^+ \geq 25 \end{cases} \quad (4.84)$$

$$k_s^+ = \max\left(1.0, \frac{\rho k_s u^*}{\mu}\right) \quad (4.85)$$

Burada  $k_s$  pürüzlülük yüksekliğidir. Türbülanslı akış bölgesinde  $\omega^+$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_\infty^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (4.86)$$

Duvar bölgesinde ise aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\omega = \frac{u^*}{\sqrt{\beta_\infty^* \kappa y}} \quad (4.87)$$

Tampon bölge içerisine yerleştirilmiş bir duvar hücresi olması durumunda, FLUENT'in logaritmik ve laminer alt tabaka değerleri arasında  $\omega^+$ 'yi harmanlayacağına dikkat edilmelidir.

### Model Sabitleri

$G_{k,1} = 1,176$	$\sigma_{k,2} = 1,0$	$\sigma_{\omega,1} = 2,0$	$\sigma_{\omega,2} = 1,168$
$a_1 = 0,31$	$\beta_{i,1} = 0,075$	$\beta_{i,2} = 0,0828$	$M_{t0} = 0,25$
$\beta_{i,2} = 0,0828$	$\beta_{i,1} = 0,075$	$\beta_\infty^* = 0,09$	$R_\beta = 8$
$\zeta^* = 1,5$	$\kappa = 0,41$	$\beta_i = 0,072$	$R_k = 6$
$\alpha_\infty^* = 1,0$	$\alpha_\infty = 0,52$	$\alpha_0 = 1/9$	$R_\omega = 2,95$

### 4.1.2. Duvarla Sınırlanmış Türbülanslı Akışlar İçin Yakın Duvar Düzeltmesi (Near-Wall Treatments)

Türbülanslı akışlar, duvarların varlığından önemli ölçüde etkilenir. Duvara çok yakın bölgede, viskoz sönümlenme, teğetsel hız dalgalanmalarını azaltırken, kinematik blokaj normal dalgalanmaları azaltır. Bununla birlikte, türbülans, yakın-duvar bölgesinin dış kısmına doğru ortalama hızdaki büyük gradyanlar nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretilmesiyle hızla artar.

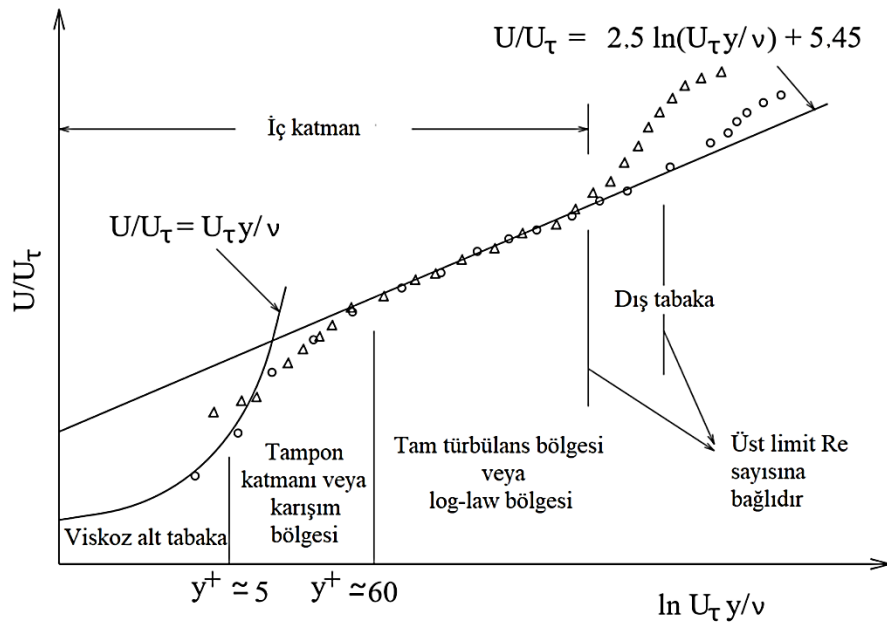
Yakın-duvar düzeltmesi (Near-Wall Treatments, *NWT*), duvarın ortalama vortisite ve türbülansın ana kaynağı olduğu kadar, sayısal çözümlerin gerçekliğini de önemli

ölçüde etkiler. Sonuçta, yakın-duvar bölgesinde, momentumun ve diğer skaler büyüklüklerin aktarılması kuvvetli bir şekilde gerçekleşir. Bu nedenle, yakın-duvar bölgesindeki akışın doğru hesaplanmasını, duvara bağlı türbülanslı akışların başarılı tahminleriyle belirler.

$k-\varepsilon$ ,  $RSM$  ve  $LES$  modelleri türbülanslı akışlarda başarılıdır (yani, duvardan biraz uzakta olan bölgelerde). Bu nedenle, bu modellerin duvara bağlı akışlarının uygun hale getirilmesine dikkat edilmesi gerekmektedir. Spalart-Allmaras ve  $k-\omega$  modelleri, duvar yakınında ağ yapısının yoğunluğunun yeterli olması şartıyla, sınır tabakası boyunca uygulanacak şekilde tasarlanmıştır.

Çok sayıda yapılan deneylerin sonucu, yakın-duvar bölgesi büyük ölçüde Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi üç katmandan oluştuğunu göstermiştir.

“Viskoz alt tabaka” olarak adlandırılan en içteki tabakada akış neredeyse laminardır ve moleküler viskozite momentum ve ısı ya da kütle transferinde baskın bir rol oynar. Tamamen türbülanslı katman adı verilen dış katmanda akış tam türbülanslıdır. Son olarak, viskoz alt tabaka ile tam türbülans bölgesi arasında, moleküler viskozite ve türbülans etkilerinin eşit derecede önemli olduğu bir ara bölge bulunmaktadır.

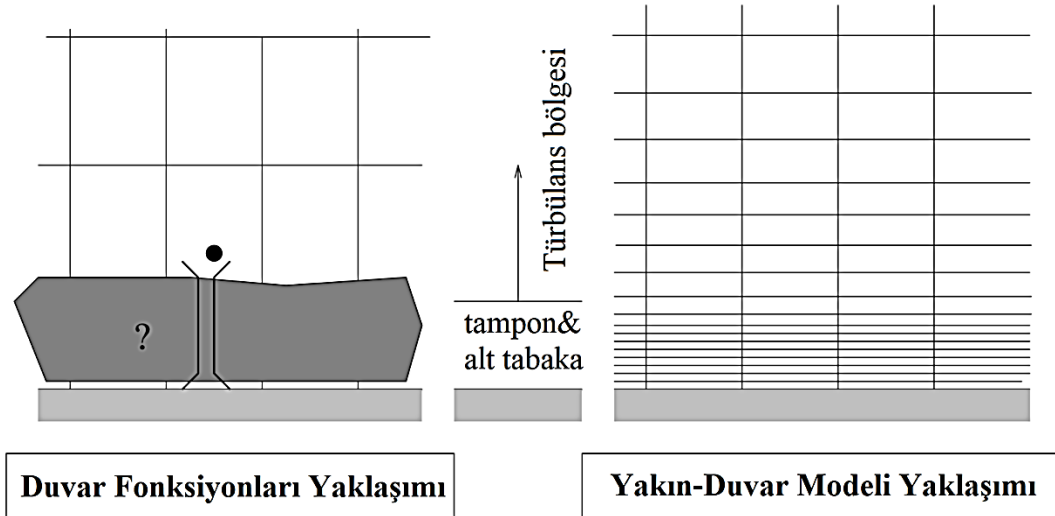


Şekil 4.1. Yakın-duvar bölgesinin alt bölümleri.

#### 4.1.2.1. Duvar Fonksiyonları ve Yakın-Duvar Modeli

Geleneksel olarak, yakın-duvar bölgesinin modellenmesinde iki yaklaşım vardır. Yaklaşımların birinde, viskoziteden etkilenen iç bölge (viskoz alt tabaka ve tampon tabaka) çözülmez. Bunun yerine, “duvar fonksiyonları” olarak adlandırılan yarı-ampirik formüller, duvar ile tamamen türbülanslı bölge arasında etkilenen bu bölgedeki viskoziteyi köprülemek için kullanılır. Duvar fonksiyonlarının kullanılması, duvarın varlığını açıklamak için türbülans modellerini değiştirme ihtiyacını ortadan kaldırır.

Başka bir yaklaşımda ise, viskoziteden etkilenen bölgenin, viskoz alt tabaka da dahil olmak üzere duvara kadar bir ağ yapısı ile çözülebilmesi için türbülans modelleri değiştirilir. Bu yöntem “yakın-duvar modeli” yaklaşımı olarak adlandırılır. Bu iki yaklaşım şematik olarak Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



##### Duvar Fonksiyonları Yaklaşımı

- \*Viskoziteden etkilenen bölge çözülmez, bunun yerine duvar fonksiyonları tarafından köprülenir.
- \* Yüksek  $Re$  türbülans modelleri kullanılabilir.

##### Yakın-Duvar Modeli Yaklaşımı

- \* Yakın-duvar bölgesi duvara kadar çözülür.
- \*Türbülans modelleri, yakın duvar bölgesi genelinde geçerli olmalıdır.

Şekil 4.2. Ağ yapısına göre yakın-duvar işlemleri.

Yüksek  $Re$  sayılarındaki akışların çoğunda duvar fonksiyonları yaklaşımı hesaplama için gerekli olan kaynağı büyük ölçüde azaltır. Çünkü çözüm değişkenlerinin çok hızlı



değiştigi viskoziteden etkilenen yakın-duvar bölgesinin çözümüne gerek yoktur. Duvar fonksiyonları yaklaşımı ekonomik, sağlam ve makul derecede doğru sonuçlar verdiği için oldukça popülerdir ve endüstriyel akış simülasyonlarında yakın-duvar işlemi için pratik bir seçenek sunar.

Bununla birlikte duvar fonksiyonları yaklaşımı, düşük  $Re$  sayılarının etkili olduğu akış alanlarında yetersiz kalır. Bu durumda, viskoziteden etkilenen bölgede geçerli olan ve duvara kadar birleştirilebilen yakın-duvar modeli yaklaşımına gerek duyulur.

#### 4.1.3. Gelişmiş Duvar Düzeltmesi (Enhanced Wall Treatment, *EWT*)

*SST k- $\omega$*  türbülans modelinde yakın-duvar düzeltmesi için yalnızca *EWT* seçeneği bulunmaktadır. *EWT* aynı zamanda “*low Re correction*” olarak da ifade edilmektedir. *EWT*, gelişmiş duvar fonksiyonları ile çift katmanlı modeli birleştiren bir yakın-duvar modelleme yöntemidir. Eğer yakın-duvar bölgenin ağı laminar sınır tabakayı çözebilecek kadar iyi ise ( $y^+ \cong 1$ ) *EWT*, geleneksel iki katmanlı model ile aynı olacaktır. Bununla birlikte, yakın-duvar bölgenin ağ yapısı duvarın her yerinde yeterince iyi olması gerektiğinden, çok büyük bir hesaplama gereksinimi getirebilir.

Yakın-duvar bölgesinde ağ yapısı için standart iki katmanlı yaklaşımın doğruluğunu sağlayacak ve aynı zamanda duvar fonksiyon ağlarının doğruluğunu önemli ölçüde azaltmamak için, FLUENT iki katmanlı modeli, aşağıdaki bölümlerde açıklandığı gibi *EWT* modelleri ile birleştirmektedir.

##### 4.1.3.1. *EWT* İçin İki-Katmanlı Model

Yakın-duvar modeli yaklaşımında, viskoziteden etkilenen yakın duvar bölgesi, viskoz alt tabakaya kadar tamamen çözülür. İki katmanlı yaklaşım, *EWT*'in ayrılmaz bir parçasıdır ve duvara yakın hücrelerde hem  $\epsilon$  hem de türbülanslı viskoziteyi belirlemek için kullanılır. Bu yaklaşımda, tüm alan viskoziteden etkilenen bir bölgeye ve tamamen türbülanslı bir bölgeye ayrılmıştır. İki bölgenin sınırı, duvar mesafesine göre belirlenir. Ağ yapısı içerisinde hücre merkezlerinde duvardan normal mesafe olan  $y$  yönünde  $Re_y$ , aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (4.88)$$

Eşitlik (4.88) 'deki  $y$  duvara en yakın mesafedir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$y \equiv \min_{\vec{r}_\omega \in \Gamma_\omega} \left\| \vec{r} - \vec{r}_\omega \right\| \quad (4.89)$$

burada  $\vec{r}$  ilk noktada konum vektörüdür ve  $\vec{r}_\omega$ , duvar sınırındaki konum vektörüdür.  $\Gamma_\omega$  ilgili tüm duvar sınırının birleşimidir. Bu,  $y$ 'nin birden fazla duvarı içeren karmaşık şeklindeki alanlarda tanımlanmasına izin verir. Dahası, bu şekilde tanımlanan  $y$ , kullanılan ağ yapısından bağımsız ve hatta yapılandırılmamış ağda da tanımlanabilir.

Vizkoziteden etkilenen yakın-duvar bölgesinde ( $Re_y < Re_y^*$ ), Wolfstein'in [118] bir denklemler modeli kullanılır. Bir denklemler modelde, türbülans viskozitesi  $\mu_t$  aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (4.90)$$

Eşitlik (4.90) 'deki  $l_\mu$  uzunluk ölçüsüdür ve aşağıdaki gibi hesaplanır [119].

$$l_\mu = y c_l \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A\mu}} \right) \quad (4.91)$$

Yukarıda tarif edilen türbülanslı viskozite için iki katmanlı formülasyon, iki katmanlı olarak tanımlamanın, Jongen tarafından önerilen [120], dış bölgeden yüksek  $Re$  sayısı ile sınırlandırılmış olarak harmanlandığı EWT dışında kullanılır.

$$\mu_{t,enh} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon) \mu_{t,2layer} \quad (4.92)$$

$\mu_t$   $k$ - $\varepsilon$  ya da RSM türbülans modelinin yüksek  $Re$  sayısı tanımıdır. Harmanlama fonksiyonu  $\lambda_\varepsilon$ , duvarlardan uzak birime eşit ve duvarlara çok yakın bölgede sıfır olacak şekilde tanımlanmıştır. Seçilen harmanlama fonksiyonu  $\lambda_\varepsilon$ ;

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left[ 1 + \tanh \left( \frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad (4.93)$$

A sabiti, harmanlama fonksiyonunun genişliğini belirler.  $\lambda_\varepsilon$  değeri,  $\Delta Re_y$ 'in bir varyasyonu dikkate alındığında, ikinci değerinin% 1'i içerisinde olacağı bir genişlik tanımlayarak;

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{\tanh(0,98)} \quad (4.94)$$

Genelde,  $\Delta Re_y$ 'e,  $Re_y^*$ 'nin%5 ile %20'si arasında bir değer verilir. Harmanlama fonksiyonunun ana amacı, dış katmandaki  $k-\varepsilon$  çözümünün iki katmanlı formülasyonla uyuşmadığında, çözümün yakınsamasının engellenmesini önlemektir.

$\varepsilon$ 'un alanı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (4.95)$$

Eşitlik (4.95)'deki uzunluk ölçüsü yine Chen ve Patel [119]'in önerdiği gibi tekrar hesaplanır;

$$l_\varepsilon = y c_l \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A_\varepsilon}} \right) \quad (4.96)$$

Tüm akış alanı, viskoziteden etkilenen bölgenin içinde ise ( $Re_y < 200$ ),  $\varepsilon$  transport denklemi çözümlenerek elde edilemez; bunun yerine, Eşitlik (4.95)'den cebirsel olarak elde edilir. FLUENT, iç bölgede cebirsel olarak belirtilen  $\varepsilon$  ile dış bölgedeki transport denkleminin çözümünden elde edilen  $\varepsilon$  arasında yumuşak bir geçiş sağlamak için,  $\mu_t$  harmanlamasına benzer bir yöntem kullanır.

Eşitlik (4.91) ve Eşitlik (4.96)'daki uzunluk ölçüsü sabitleri Chen ve Patel [119]'in önerdiği gibi alınır.

$$c_l = \kappa C_\mu^{-3/4}, \quad A_\mu = 70, \quad A_\varepsilon = 2c_l, \quad (4.97)$$

## Gelişmiş Duvar Fonksiyonları (Enhanced Wall Function, *EFW*)

Yakın-duvar bölgesi boyunca uygulanabilir bir metoda sahip olmak için (laminer alt tabaka, tampon bölge ve tamamen türbülanslı dış bölge) duvar kanununu tüm duvar bölgesi için tek bir duvar kanunu olarak formüle etmek gerekir. FLUENT'te bu, Kader [121]'in önerdiği bir işlevi kullanıp duvardaki laminar ve türbülanslı yasaları karıştırarak gerçekleştirilir.

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} u_{turb}^+ \quad (4.98)$$

Harmanlama fonksiyonu ise aşağıdaki gibi verilir:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1+by^+} \quad (4.99)$$

$$c = \exp\left(\frac{E}{E''} - 1,0\right) \quad (4.100)$$

$$a = 0,01c \quad (4.101)$$

$$b = \frac{5}{c} \quad (4.102)$$

Benzer şekilde,  $\frac{du^+}{dy^+}$  türevi için genel denklem aşağıdaki gibidir:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{1/\Gamma} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (4.103)$$

Bu yaklaşım, tamamen türbülanslı kanunun, basınç gradyanları veya değişken özellikler gibi diğer etkileri hesaba katacak şekilde kolayca değiştirilebilmesini ve genişletilmesini sağlar. Bu formül aynı zamanda, büyük ve küçük  $y^+$  değerleri için doğru asimptotik davranışı ve  $y^+$ 'ın duvar tampon bölgesi içinde olması durumlarında ( $3 < y^+ < 10$ ) hız profillerinin makul şekilde temsil edilmesini sağlar.

*EFW*, gelişmiş türbülanslı duvar kanununun laminar duvar yasası ile sorunsuz bir şekilde harmanlanmasıyla geliştirilmiştir. Isı transferi ve basınç gradyanları ile sıkıştırılabilir duvarlar için geliştirilmiş türbülanslı kanunu White ve Christoph [122]

ile Huang et al. [123]'un yaklaşımlarının birleştirilmesi ile elde edilir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\frac{du_{turb}^+}{dy^+} = \frac{1}{\kappa y^+} [S'(1 - \beta u^+ - \gamma(u^+)^2)]^{1/2} \quad (4.104)$$

$$S' = f(x) = \begin{cases} 1 + \alpha y^+, & y^+ < y_s^+ \\ 1 + \alpha y^+, & y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (4.105)$$

$$\alpha \equiv \frac{v_w}{\tau_\omega u^*} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dp}{dx} \quad (4.106)$$

$$\gamma \equiv \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2c_p T_\omega} \quad (4.107)$$

Burada,  $y_s^+$  tam türbülanslı bölgenin eğiminin sabit kalacağı konumdur. Varsayılan olarak,  $y_s^+ = 60$ 'dır. Eşitlik (4.104)'deki  $\alpha$  katsayısı, basınç gradyanlarının etkilerini temsil ederken,  $\beta$  ve  $\gamma$  katsayıları, termal etkileri temsil eder.  $\alpha$ ,  $\beta$  ve  $\gamma$  0'a eşit olduğunda, analitik çözüm klasik türbülanslı logaritmik duvar yasasına önünü açar.

Laminar duvar yasası ise aşağıdaki ifadeden hesaplanır:

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + \alpha y^+ \quad (4.108)$$

Yukarıdaki ifadenin yalnızca basınç gradyanlarının  $\alpha$ 'dan etkilerini içerdiğini unutulmamalı; buna karşın, ısı transferi ve sıkıştırılabilirlik nedeniyle değişken özelliklerin laminar duvar yasası üzerindeki etkileri ihmal edilir. Bu etkiler ihmal edilmesinin sebebi, duvara yakın olduklarında önemsiz oldukları düşünülmesindedir.

$$u_{lam}^+ = y^+ \left( 1 + \frac{\alpha}{2} y^+ \right) \quad (4.109)$$

*EFW*,  $u^+$ 'nın çözümü için geliştirilen aynı yaklaşımı takip eder. Tek cidarlı termik formülasyon, Kader'in [121] metoduna göre laminar ve logaritmik metotları harmanlamaktadır:

$$T^+ = e^\Gamma T_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} T_{turb}^+ \quad (4.110)$$

$$\Gamma = -\frac{a(Pr y^+)^4}{1+bPr^3 y^+} \quad (4.111)$$

Burada  $Pr$  moleküler Prandtl sayısıdır.  $a$  ve  $b$  sırasıyla Eşitlik (4.101) ve Eşitlik (4.102)'de gösterilmiştir.  $k$ 'nın sınır şartı aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (4.112)$$

Burada  $n$  duvara dik normal koordinattır. Bununla birlikte, türbülans kinetik enerjisinin ( $G_k$ ) üretimi, duvarın tamamında geçerli olan bir formülasyonun sağlanması için, geliştirilmiş duvar yasasıyla uyumlu olan hız gradyanları Eşitlik (4.98) ve Eşitlik (4.103) kullanılarak hesaplanmaktadır.

#### 4.1.4. Türbülanslı Akışlarda Ağ Yapısı

Türbülans, akış alanı içerisinde momentum ve diğer scalar büyüklüklerin taşınmasında baskın bir rol oynaması nedeniyle, hassas bir çözüm elde edilebilmesi için ağ yapısının uygun bir şekilde oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenle, akışın hızlı bir şekilde değiştiği bölgelerin, yeterince ince ağlarla oluşturulmasına dikkat edilmelidir. Çözüm elde edildikten sonra yakın-duvarın ağ yapısını kontrol etmek için  $y^+$ ,  $y^*$  ve  $Re_y$  değerlerine bakılabilir. Bu değerler sabit değerler olmayıp çözüme bağlı değişkenlerdir.

Yakın-duvar bölgesindeki ağ yapısı oluşturulurken, kullanılacak yakın-duvar modeline dikkat edilmelidir. Bu bölümde kullanılacak yakın-duvar modeline göre oluşturulması gereken ağ yapısı konusunda bilgiler verilecektir.

##### 4.1.4.1. Duvar Fonksiyonları İçin Yakın-Duvar Ağ yapısı

Duvarla bitişik hücrelerde duvardan uzaklık, tam türbülanslı bölgenin geçerli olduğu aralık göz önüne alınarak belirlenmelidir. Bu mesafe genellikle duvarda boyutsuz parameter olan  $y^+$  veya  $y^*$  ile ölçülür. Tam türbülanslı bölge  $30 < y^+$  olması halinde geçerli olur.  $y^+ < 11,225$  olduğunda, duvar yakınında çok ince bir ağ kullanmaktan

kaçınılması gerekir, çünkü duvar fonksiyonları viskoz alt tabakada geçerli olmaktan çıkar. Log katmanının üst sınırı, basınç gradyanlarına ve  $Re$  sayısına bağlıdır.  $Re$  sayısı arttıkça üst sınır da artma eğilimindedir. Ancak çok büyük  $y^+$  değerleri istenmez. Çözümün hassasiyeti açısından genellikle  $y^+ \cong 30$  dolaylarında olması gerekir. Ağ yapısında hücrelerin duvara dik yönde fazla gerilmesinden de kaçınılmalıdır. Sınır tabaka içinde en az birkaç hücrenin olmasına dikkat edilmelidir.

#### 4.1.4.2. EWT İçin Yakın-Duvar Ağ yapısı

Her ne kadar  $EWT$ , viskoz alt katmanda, yakın duvar modelinin geçerliliğini sağlamak için tasarlanmış olsa da, yakın-duvar bölgesine etki eden viskoziteyi tamamen çözecek bir ağ yapısı oluşturulmalıdır.

$EWT$ , laminar alt tabakanın çözülmesi amacıyla kullanıldığından  $y^+ \cong 1$  olması tavsiye edilir. Bununla birlikte, viskoz alt katmanın ( $y^+ < 5$ ) içinde olduğu sürece daha yüksek bir  $y^+$  değeri de kabul edilebilir. Bu bölgedeki ortalama hız ve türbülanslı miktarları çözebilmek için, viskoziteden etkilenen yakın –duvar bölgesinde ( $Re_y < 200$ ) en az 10 katmandan oluşan hücre yapısına sahip olunmalıdır.

Ansys FLUENT'te  $SST k-\omega$  türbülans modelinde  $EWT$  modeli “*low Re correction*” seçeneğiyle kullanılabilir.

Yapılan bu çalışmada  $SST k-\omega$  türbülans modeli “*low Re correction*” yakın-duvar modeliyle birlikte kullanılmıştır.

#### $y^+$ 'a Göre Ağ Yapısında İlk Hücre Yüksekliğinin Belirlenmesi

Kullanılan türbülans modeline veya  $EWT$  modelleri için oluşturulacak ağ yapısında ilk hücre yüksekliği, boyutsuz parameter olan  $y^+$  değerine göre aşağıdaki gibi hesaplanır [124].

$$y = \frac{y^+ v}{u_\tau} \quad (4.113)$$

Burada,  $u_\tau$  akışkanın duvara yakın bölgedeki sürtünme hızı,  $y$  ilk hücre yüksekliği ve  $\nu$  akışkanın yerel kinematik viskozitesidir.  $u_\tau$  ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (4.114)$$

Eşitlik (4.114)'de yer alan  $\tau_\omega$  duvar kayma gerilmesidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

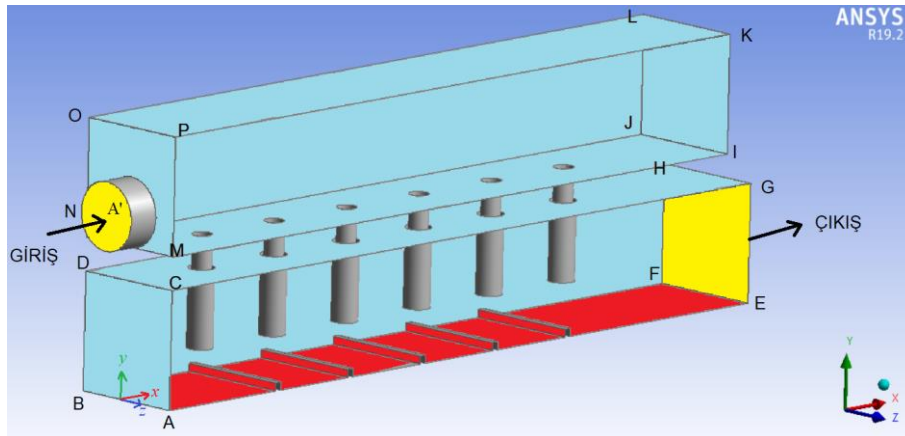
$$\tau_\omega = \frac{1}{2} C_f \rho U_\infty^2 \quad (4.115)$$

Eşitlik (4.115)'de yer alan  $C_f$  yüzey sürtünme katsayısıdır ve iç akışlarda aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$C_f = 0,079 Re^{-0.25} \quad (4.116)$$

#### 4.1.5. Sınır Şartları

Modellenen problemde denklemlerin çözülebilmesi için bu denklemlerde kullanılan değişkenlerin akış alanına ait sınır şartlarının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla, çalışmada denklemlerin çözümünde kullanılan sınır şartları aşağıdaki bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği sınır şartı Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği problem geometrisi.



Modelde gösterilen hava girişi giriş sınır şartı bölgesi olarak belirlenmiştir. Giriş ve çıkışta türbülans yoğunluğu,  $I$ , aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$I = \frac{u'}{u_{ort}} = 0,16 * (Re_{D_h})^{-1/8} \quad (4.117)$$

Kanal ve kanatçık yüzeylerinde kaymazlık sınır şartı uygulanmıştır. Ayrıca hedef yüzey ve kanatçıkların yüzeyleri sabit yüzey sıcaklığında tutulurken, diğer yüzeylere yalıtım sınır şartı tatbik edilmiştir. Çıkış, basınç çıkışı sınır şartı olarak tanımlanmış ve atmosfer basıncı ile çıkıştaki basınç arasındaki fark 0 olarak alınmıştır. Giriş ve çıkışın hidrolik çapı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$D_h = 4 \frac{A_k}{\zeta} \quad (4.118)$$

Sayısal çalışmada verilen sınır şartları Çizelge 4.1. Sınır şartları. 'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Sınır şartları.

	x [m/s]	y [m/s]	z [m/s]	T [K]	Türbülans yoğunluğu [%]	Hidrolik çap [m]	P [kPa]
Giriş (A')	$V_{in}$	0	0	$T=T_{in}=328$	4,4	0,021	-
Hedef yüzey (ABEF)	0	0	0	$T=T_{yüzey}=294$	-	-	
Çıkış (EFGH)	-	-	-	-	5	0,036	0

Eşitlik (4.118)'de verilen  $D_h$ , hidrolik çapı,  $A_k$ , kanal kesit alanını,  $\zeta$  ise kanal çevre uzunluğunu ifade etmektedir.

#### 4.1.6. Sayısal Hesaplama

Bu çalışmada problemin sayısal olarak çözülebilmesi için Ansys Fluent 19.2 programı kullanılmıştır. Sonlu hacimler metodunu temel alarak çözüm yapan Ansys Fluent 19.2 paket programı birçok değişik çözücü opsiyonuna sahiptir. Sayısal çalışmada, Fluentin DesignModeler'ı ile geometrisi oluşturulmuş ve Fluent'te hücrelere ayrılan problemin sayısal analizi Ansys Fluent 19.2 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çalışmalarda çözüme başlamadan önce bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Yapılan bu kabuller, doğru sonuçtan uzaklaşmadan daha kolay ve hızlı çözüm yapılabilme olanağını tanımaktadır.

Sayısal çalışma esnasında yapılan kabuller:

1. Akışın kararlı rejim şartları için çözümler gerçekleştirilmiştir.
2. Akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir.
3. Periyodiklik ve simetri sınır şartı kullanılmıştır.
4. Işıma ile ısı transferi dikkate alınmamıştır.

Ansys Fluent 19.2 paket programı yapısında temel olarak iki ayrı çözücü seçeneğini barındırmaktadır. Bunlar basınç tabanlı çözücü (pressure-based solver) ve yoğunluk tabanlı çözücüdür (density-based solver). Temelde, basınç tabanlı çözücü sıkıştırılamaz akışların, yoğunluk tabanlı çözücü ise sıkıştırılabilir akışların analizi için geliştirilmiştir. Her iki metod için akış içerisindeki hız alanı, momentum denklemlerinden elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı çözücüde, akış içerisindeki yoğunluk alanının elde edilmesi için süreklilik denklemi kullanılmaktadır. Basınç alanı ise, hal denkleminde elde edilmektedir. Bununla birlikte, basınç tabanlı çözücü metodunda basınç alanı süreklilik ve momentum denklemlerinin uyarlanması ile elde edilen basınç veya düzeltilmiş basınç denklemlerinin çözümü ile elde edilmektedir.

Her iki çözücü seçeneğinde de Ansys Fluent 19.2 paket programı integral formdaki süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerini kontrol hacimler metodunu kullanarak çözmektedir.

Yapılan sayısal çalışma sıkıştırılamaz akışlar için gerçekleştirilmesi nedeniyle, çalışmada çözücü seçeneği olarak basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözücüde, akış alanı içerisindeki hız dağılımları süreklilik ve momentum denklemlerinden türetilen basınç (veya düzeltilmiş basınç) denklemlerinin çözümü ile elde edilmektedir. Temel denklemlerin lineer yapıda olmaması ve birbirine bağımlı olmaları sebebiyle çözümler iteratif yöntemle gerçekleştirilmektedir. Yapılan iteratif çözümler yakınsama gerçekleşene kadar devam etmiştir.

Ansys Fluent 19.2 paket programında basınç tabanlı çözücü, ayrık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki farklı algoritmaya sahiptir. Ayrık çözüm algoritmasında temel denklemlerin çözümü ayrık ve sıralı olarak yapılırken, birleşik çözüm algoritmasında denklemlerin çözümü birlikte ve aynı anda yapılmaktadır.

Yapılan çalışmada ayrık algoritma kullanılmıştır. Ayrık algoritma yapısı, akış alanı içerisindeki değişkenlerin (u, v, w, p, T, k, ε, vb.) elde edilmesi için temel denklemlerin ayrık olarak sırası ile çözülmesini esas almaktadır. Basınç tabanlı ayrık algoritma kullanılarak yapılan bir sayısal çözüm aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır:

1. Akışkan özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı, vb.) güncellenir (eğer hesaplama yeni başlatıldı ise başlangıç değerleri kullanılır).
2. Hız değerlerinin güncellenmesi için basınç ve kütle akısı değerleri kullanılarak momentum denklemleri ayrık olarak çözülür.
3. Bir önceki adımda elde edilen hızlar yerel olarak süreklilik denklemini sağlamamaktadır. Bu nedenle süreklilik denkleminde ve lineerize edilmiş momentum denklemlerinden basınç düzeltme denklemini elde edilir. Süreklilik denklemini sağlayacak şekilde, basınç alanına, hız alanına ve kütle akısına gerekli düzeltmeler yapılarak basınç düzeltme denklemini çözülür.
4. Bir önceki adımda elde edilen basınç düzeltme terimi kullanılarak kütle akısı, basınç ve hız alanları düzeltilir.
5. Enerji, türbülans, kimyasal ve ışıma ile ilgili gerekli denklemler çözülür.
6. Temel denklemlerde varolan kaynak terimleri güncellenir.
7. Denklem setinin yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir.
8. Yakınsama elde edilinceye kadar 1. adımdan 7. adıma kadar olan adımlar tekrarlanır.

#### **4.1.7. Sayısal Hesaplama**

Ansys Fluent 19.2 programı temel denklemlerin sayısal çözümlemesi için kontrol hacim çözüm metodunu kullanarak genel taşınım denkleminin cebirsel denkleme dönüştürmektedir. Kontrol hacim çözüm metodunda, genel taşınım denklemini problem

geometrisinde oluşturulan kontrol hacimlerinde integre edilir. Bu şekilde, sistemin tüm kontrol hacimlerinde ayrıklaştırılmış denklemler elde edilir.

Temel denklemlerin ayrıklaştırma işlemlerinin tanımlanması amacıyla bir  $\phi$  değişkeni için genel bir taşınım denklemi tanımlanır. Herhangi bir kontrol hacim ( $V$ ) için genel taşınım denkleminin integral formu aşağıdaki gibidir.

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \iiint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \iint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4.119)$$

Burada;  $\rho$  terimi yoğunluğu,  $\vec{v}$  terimi hız vektörünü ( $= u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ ),  $\vec{A}$  terimi yüzey alan vektörünü,  $\Gamma_\phi$  terimi  $\phi$  değişkeni için difüzyon katsayısını,  $\nabla \phi$  terimi  $\phi$  değişkeninin gradyanını ( $= \frac{\partial \phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \vec{k}$ ),  $S_\phi$  terimi ise  $\phi$  değişkeninin birim hacimdeki kaynak terimini ifade etmektedir.

Eşitlik (4.119) çözüm alanı içerisindeki tüm kontrol hacimlerine uygulanmaktadır. Eşitlik (4.119)'un kontrol hacimlerinde ayrıklaştırılması sonucu Eşitlik (4.120) eşitliği elde edilmektedir.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \rho_f \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{yüzey}}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (4.120)$$

Burada;  $N_{\text{yüzey}}$  terimi hücre içerisindeki yüzey sayısını,  $\phi_f$  terimi  $f$  yüzeyinden geçen  $\phi$  değerini,  $\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  terimi yüzeyden geçen kütle akısını,  $\vec{A}_f$  terimi  $f$  yüzeyinin alanını,  $|A| (= |A_x \vec{i} + A_y \vec{j} + A_z \vec{k}|)$ ,  $\nabla \phi_f$  terimi  $\phi$  değişkeninin  $f$  yüzeyi üzerindeki gradyanını,  $V$  terimi ise hücrenin hacmini ifade etmektedir.

Eşitlik (4.120) ile ifade edilen ayrıklaştırılmış taşınım denklemi hücre merkezinde ve komşu hücrelerde bilinmeyen  $\phi$  değişkenini içermektedir. Bu denklem lineer olmayan bir yapıya sahiptir. Denklemin lineer formu aşağıdaki şekildedir:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.121)$$

Burada; nb simgesi komşu hücreleri simgelemektedir.  $a_p$  ve  $a_{nb}$  ise  $\phi$  ve  $\phi_{nb}$  terimlerinin katsayılarıdır.

Eşitlik (4.121)'de elde edilen cebirsel denklem sistemleri çözüm alanındaki tüm hücrelere uygulanmaktadır. Her hücre için elde edilen bu cebirsel denklemler Ansys Fluent 19.2 paket programında Gauss-Siedel lineer denklem çözücü kullanılarak çözülmektedir.

#### 4.1.8. Denklemlerin Ayrıştırılması

Ansys Fluent 19.2 programı  $\phi$  değişkeninin değerini hücre merkezlerinde elde etmektedir. Bunun yanında, Eşitlik (4.120) denklemindeki hücre yüzeylerindeki  $\phi_f$  değişkeninin değerlerinin de elde edilmesi gerekmektedir. Bu değerlerin elde edilmesi amacıyla ayrıklaştırma şemaları kullanılmaktadır. Ayrıklaştırma şemalarının amacı, genel taşınım denkleminde yer alan hücre yüzeylerindeki  $\phi_f$  değerlerini hesaplamaktır. Ansys Fluent 19.2 paket programında beş adet ayrıklaştırma şema seçeneği bulunmaktadır. Bunlar: birinci dereceden upwind (first-order upwind), ikinci dereceden upwind (second-order upwind), power law, QUICK ve üçüncü dereceden MUSCL (third-order MUSCL) ayrıklaştırma şemalarıdır. Yapılan sayısal çalışmada, ayrıklaştırma işlemi için ikinci dereceden upwind ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır.

İkinci dereceden upwind ayrıklaştırma şemasında, hücre yüzeylerindeki değerler çok boyutlu lineer yaklaşım yöntemi ile hesaplanmaktadır. Bu anlamda, hücre yüzeylerinde Taylor serisinin hücre merkezli çözüm açılımı ile yüksek hassasiyet sağlanmaktadır. İkinci dereceden upwind ayrıklaştırma şeması kullanılarak yapılan çözümlemede, hücre yüzeylerindeki  $\phi_f$  değerleri şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla \phi \cdot \vec{r} \quad (4.122)$$

Eşitlik (4.122)'de  $\phi$  ve  $\nabla\phi$  sırasıyla  $\phi$  değişkeninin, hücre merkezindeki değeri ve akış yönündeki gradyanıdır.  $\vec{r}$  ise, akış yönünde hücre merkezinden hücre yüzeyine doğru doğrultusu olan yer değiştirme vektörüdür.

Eşitlik (4.122) eşitliğinin çözümü için  $\nabla\phi$  değerlerinin her bir hücre sistemi için elde edilmesi gerekmektedir.  $\nabla\phi$  değerinin akış alanı içerisinde elde edilmesi için Ansys Fluent 19.2 paket programında üç farklı metod geliştirilmiştir. Bunlar: Green-Gauss Hücre Tabanlı Metod (Green-Gauss Cell-Based Method), Green-Gauss Hücre Merkezi Tabanlı Metod (Green-Gauss Node-Based Method), En Küçük Kareler Yöntemiyle Hücre Tabanlı Metod (Least Squares Cell-Based Method)'dur.

Yapılan sayısal çalışmada, Green-Gauss Hücre Tabanlı Metod kullanılmıştır. Bu metod,  $\phi$  değişkeninin gradyanının ( $\nabla\phi$ ) hücre merkezinde hesaplanması temeline dayanmaktadır. Bu metod uygulanarak  $\phi$  değişkeninin gradyanının ayrıklaştırılmış biçimi:

$$(\nabla\phi)_c = \frac{1}{V} \sum_f \bar{\phi}_f \cdot \vec{A}_f \quad (4.123)$$

şeklinindedir. Eşitlik (4.123)'de  $\phi_f$ ,  $\phi$  değişkeninin hücre yüzeyinin merkezindeki değeridir. Eşitlikteki  $\bar{\phi}_f$ 'nin değeri komşu hücrelerin hücre merkezlerindeki değişkenlerin değerleri alınarak elde edilmektedir:

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{co} + \phi_{cl}}{2} \quad (4.124)$$

Eşitlik (4.124)'deki  $\phi_{co}$  ve  $\phi_{cl}$  komşu hücrelerin hücre merkezlerindeki değişkenlerin değerlerini ifade etmektedir.

#### 4.1.9. Denklemlerin Çözüm Metodları

Zamandan bağımsız şartlardaki süreklilik ve momentum denklemlerinin integral formu sırasıyla:

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (4.125)$$

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = -\oint p \mathbf{I} \cdot d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \quad (4.126)$$

şeklindedir. Burada,  $\mathbf{I}$  terimi birim matris,  $\bar{\tau}$  terimi gerinim tensörü,  $\vec{F}$  terimi ise kuvvet vektörüdür.

Momentum teriminin ayrıklaştırılması genel taşınım denkleminin ayrıklaştırılması ile aynı şekilde yapılmaktadır. Örneğin, x-momentum denkleminin ayrıklaştırılmış denklemini genel taşınım denkleminde  $\phi$  değişkeninin yerine  $u$  değişkeninin yazılması ile elde edilmektedir.

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum p_f A \cdot \vec{i} + S \quad (4.127)$$

Basınç alanının ve yüzeydeki kütle akısının değerleri bilindiğinde Eşitlik (4.127) eşitliği çözülebilmektedir ve hız alanı elde edilebilmektedir. Fakat, basınç alanının ve yüzeydeki kütle akısının değerleri bilinmemektedir ve bu değerlerin elde edilebilmesi bazı çözümlere ihtiyaç duymaktadır.

Eşitlik (4.127)'de hücre yüzeyindeki basınç değerinin hesaplanabilmesi için komşu hücrelerin basınç değerleri gerekmektedir. Sonuç olarak, basınç değerinin elde edilmesi için ayrı bir interpolasyon şemasına ihtiyaç duyulmaktadır. Ansys Fluent 19.2 paket programı içerisinde beş adet basınç interpolasyon şeması bulundurmaktadır. Bunlar: Standart, PRESTO, Linear, İkinci Derece (Second-Order) ve Ağırlıklı Gövde Kuvveti (Body Force Weighted) interpolasyon şemalarıdır.

Yapılan sayısal çalışmada Satandart interpolasyon şeması kullanılmıştır. Bu interpolasyon şeması komşu hücrelerin merkezlerindeki basınç değerlerini ve momentum denkleminin katsayılarını kullanarak çözüm yapmaktadır:

$$p_f = \frac{\frac{p_{co}}{a_{p,co}} + \frac{p_{cl}}{a_{p,cl}}}{\frac{1}{a_{p,co}} + \frac{1}{a_{p,cl}}} \quad (4.128)$$

Hücre merkezleri arasındaki basınç dağılımları geçişlerinin düzgün olduğu sistemlerde Standart interpolasyon şemasının çok iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir

İntegral formdaki süreklilik denkleminin (Eşitlik (4.125)) kontrol hücresinde integrasyonunun yapılması ile;

$$\sum_f^{N_{\text{yüzey}}} J_f A_f = 0 \quad (4.129)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte  $J_f$  f yüzeyinden geçen kütle akısını ( $\rho u_n$ ) ifade etmektedir. Eşitlik (4.129)'un çözülebilmesi için yüzeydeki hız değerleri ile hücre merkezindeki hız değerleri arasında bir bağlantının bulunması gerekmektedir. Bu bağlamda, hız değerleri arasında doğrusal bir bağlantı bulunmamaktadır. Bununla birlikte, momentum ağırlıklı ortalama metodu uygulanarak istenilen değerler elde edilebilmektedir. Bu metod kullanılarak Eşitlik (4.129) eşitliğindeki  $J_f$  değeri:

$$\begin{aligned} J_f &= \rho_f \frac{a_{p,co} u_{n,co} + a_{p,cl} u_{n,cl}}{a_{p,co} + a_{p,cl}} + d_f ((p_{co} + (\nabla p)_{co} \cdot \vec{r}_o) - (p_{cl} + (\nabla p)_{cl} \cdot \vec{r}_f)) \\ &= \hat{J}_f + d_f (p_{co} - p_{cl}) \end{aligned} \quad (4.130)$$

şeklinde elde edilmektedir. Burada;  $p_{co}$ ,  $p_{cl}$  ve  $u_{n,co}$ ,  $u_{n,cl}$  terimleri sırasıyla komşu hücrelerdeki basınç ve normal yöndeki hız değerleridir.  $\hat{J}_f$  terimi hücrelerdeki hızların



etkisini içermektedir.  $d_f$  terimi ise momentum denkleminin katsayısı olan  $a_p$  teriminin yüzeyler üzerindeki ortalamasının ( $\bar{a}_p$ ) fonksiyonudur.

Eşitlik (4.130)'un çözülebilmesi basınç ve hız terimlerinin birlikte çözülmesi ile mümkündür. Bu iki terimin birlikte çözülebilmesi amacıyla değişik algoritmalar geliştirilmiştir. Ansys Fluent 19.2 paket programı içerisinde basınç tabanlı ayrık çözüm yöntemi için üç adet farklı algoritma bulunmaktadır. Bunlar: SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'dur.

Yapılan çalışmada basınç-hız çiftinin ayrıklaştırılması için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. SIMPLE algoritması kütle korunumunu sağlamak ve kontrol hacmi içerisindeki basınç alanını elde etmek amacıyla hız ve düzeltilmiş basınç arasındaki ilişkiyi kullanmaktadır.

Momentum denklemi tahmini bir basınç alanı ( $p^*$ ) ile çözülmüşse, yüzeydeki kütle akısı ( $J_f^*$ ) değeri Eşitlik (4.131) eşitliğinden elde edilir:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f (p_{co}^* - p_{cl}^*) \quad (4.131)$$

Fakat bu denklem süreklilik denklemini sağlamamaktadır. Bu nedenle, yüzeydeki kütle akısı değerine bir düzeltme faktörü ( $J_f'$ ) eklenmesi gerekmektedir. Sonuçta, düzeltilmiş kütle akısı  $J_f$ :

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (4.132)$$

şeklinde elde edilir. Eşitlik (4.132) süreklilik denklemini sağlamaktadır. Düzeltme faktörü ( $J_f'$ ) Eşitlik (4.133)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$J_f' = d_f (p'_{co} - p'_{cl}) \quad (4.133)$$

Burada;  $p'$  yüzeydeki basınç düzeltme terimidir.

Eşitlik (4.132) ve Eşitlik (4.133) ayrıklaştırılmış süreklilik denklemi (Eşitlik (4.129) içerisine yerleştirilerek düzeltilmiş basınç ( $p'$ ) için ayrıklaştırılmış denklem elde edilir:

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad (4.134)$$

Eşitlik (4.134)'deki kaynak terimi,  $b$ , hücre içerisindeki net kütleli debi miktarını içermektedir.

$$b = \sum_f^{N_{yüzey}} J_f^* A_f = 0 \quad (4.135)$$

Düzeltilmiş basınç denklemi (Eşitlik (4.134)) çözülerek, elde edilen sonuçlarla birlikte basınç ve kütle akısı değerleri güncellenir:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (4.136)$$

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{co} - p'_{cl}) \quad (4.137)$$

Eş. 3.126'da yer alan  $\alpha_p$  terimi relaksasyon faktörüdür (relaxation factor). Eşitlik (4.137)'de elde edilen düzeltilmiş kütleli akı,  $J_f$ , ayrıklaştırılmış süreklilik denklemini sağlamaktadır.

Sayısal çalışmada çözülen denklemlerin lineer yapıda olmaması, değişkenlerin değişiminin kontrolünü zorunlu kılmaktadır. Bu kontrol işlemi, relaksasyon faktörlerinin kullanımı ile yapılabilmektedir. Relaksasyon faktörleri ile her bir iterasyondaki  $\phi$  değişkeninin üretimini azaltılır. Diğer bir ifade ile,  $\phi$  değişkeninin iterasyonlardaki yeni değeri, bir önceki iterasyondaki eski değerine,  $\phi_{old}$ , değişimine,  $\Delta\phi$  ve relaksasyon faktörüne bağlıdır:

$$\phi = \phi_{old} + \alpha\Delta\phi \quad (4.138)$$

Relaksasyon faktörü değerleri kullanılarak elde edilen ayrıklaştırılmış denklem ise şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{a_p \phi}{\alpha} = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b + \frac{1-\alpha}{\alpha} a_p \phi_{old} \quad (4.139)$$

#### 4.1.10. Yakınsama Kriteri Seçenekleri

Sayısal çalışmalarda yakınsama, çalışmada kullanılan tüm korunum denklemlerinin çözüm alanındaki her noktada dengeye geldiği zaman gerçekleşmektedir. Her akışkan değişkeni için çözümlerden kalan rezidüer (residue) çözümdeki hatanın şiddetini belirtmektedir. Rezidüer sayısal çalışmalarda normalize edilmekte ve her korunum denklemi için hesaplanmaktadır. Sayısal çalışmalarda çalışmaya başlamadan önce rezidüer tahmin edilir ve çalışma o rezidü değerine geldiğinde çalışma yakınsar. Azalan rezidü değerleri ile birlikte çalışma sonuçlarının doğruluk hassasiyeti artmaktadır. Genelde azalan rezidü değerleri ile birlikte daha doğru sonuçlar elde edilmekle birlikte, bazı durumlarda artan hassasiyetten dolayı yanlış sonuçlar da elde edilebilmektedir. Bu nedenle yapılan çalışmada farklı rezidüer için sayısal çözümler gerçekleştirilmiş ve çözüm sonuçlarının rezidüerinin değişimi ile değişim göstermediği rezidü değerleri elde edilmiştir. Sayısal çalışmalara başlamadan önce farklı rezidü değerleri için yapılan deneme çalışmalarında, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri için çözüm sonuçlarının rezidü değerinin  $1 \times 10^{-6}$  değerinden sonra değişmediği saptanmıştır. Bu sebeple yapılan sayısal çalışmalarda rezidü değeri olarak  $1 \times 10^{-6}$  değeri alınmıştır.

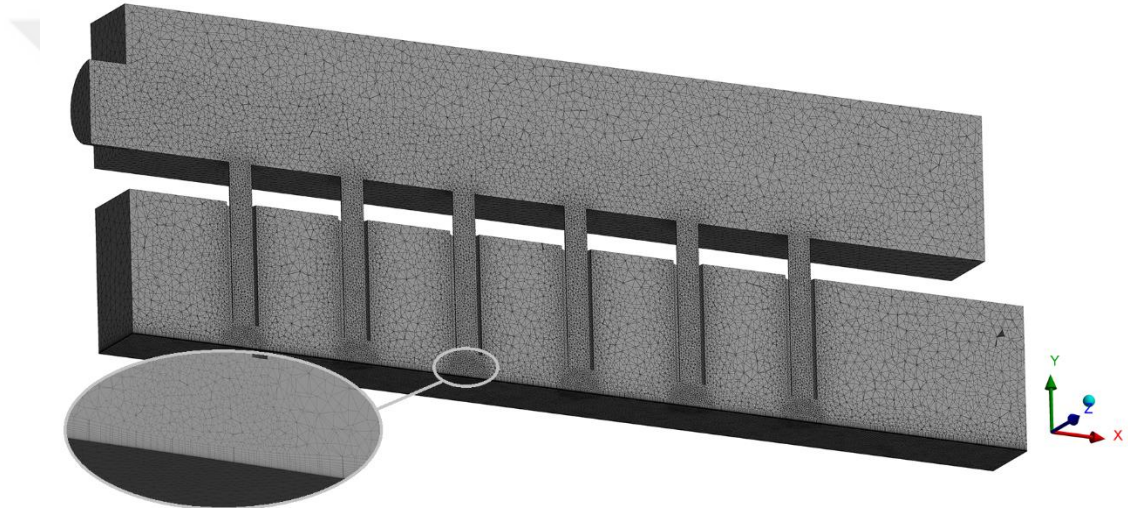
Çalışma esnasında rezidüerinin değişimi takip edilmiş ve böylece her korunum denklemindeki dengesizliğin derecesi görülmüştür.

#### 4.1.11. Hücre Sisteminin Oluşturulması

Sayısal hesaplamalarda kullanılan örnek bir hücre yapısının kesiti Şekil 4.4'de gösterilmiştir.

Sonlu hacimler metodunda ilk basamak problem alanının ayrık kontrol hacimlerine

bölünmesidir. Başka bir ifade ile problemin diferansiyel denklemlerini sayısal olarak çözebilmek için ilk yapılması gereken işlem, hesap alanını (akış alanı) kontrol hacimlere bölerek bir hücre (kafes) sistemi oluşturmaktır. Teorik olarak problem alanının içerisindeki her noktada diferansiyel denklemler cebirsel olarak ifade edilebilirler. Bu ise sonsuz sayıda cebirsel denklem demektir. Bu kadar fazla cebirsel denklemi çözmek pratik olmadığından, diferansiyel denklem problem alanı içerisinde belirli sayıda noktada cebirsel olarak ifade edilmektedir. Bu noktalara hücre noktası adı verilmektedir ve bu noktaların oluşturmuş olduğu sistem ise hücre sistemi olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 4.4. Sayısal çalışmada kullanılan örnek bir hücre yapısının kesiti.

Kontrol hacmi merkezi noktaları kapsamakta ve kontrol hacminin sınırları (yüzeyler) ardışık iki nokta arasında yer almaktadır. Çalışması yapılan sistemin her nokta bir kontrol hacmiyle veya hücreyle kaplanmaktadır. Problem alanının fiziksel sınırı genellikle kontrol hacminin sınırlarıyla çakışmaktadır. Kontrol hacminin noktalarının düzenlenmesiyle kafes sistemi oluşmaktadır.

Bu çalışmada tüm test modellerinin geometrileri Ansys Fluent 19.2 programının DesignModeller programı ile yapılmıştır. Hücre yapısı yine Fluentin kendi bünyesinde oluşturulmuştur. Hücre yapısı oluşturulurken özellikle akım ayrımlarının ve tekrar birleşmelerin yoğun olduğu, hızın yüksek olduğu ve ısı transfer karakteristiklerinin inceleneceği hedef yüzey daha yoğun bir hücre yapısı ile oluşturulmuşken, diğer

bölgeler çözüm maliyeti de düşünülerek nispeten daha kaba bir ağ yapısında oluşturulmuştur.

#### 4.1.11.1. Optimum Hücre Sayısının Belirlenmesi

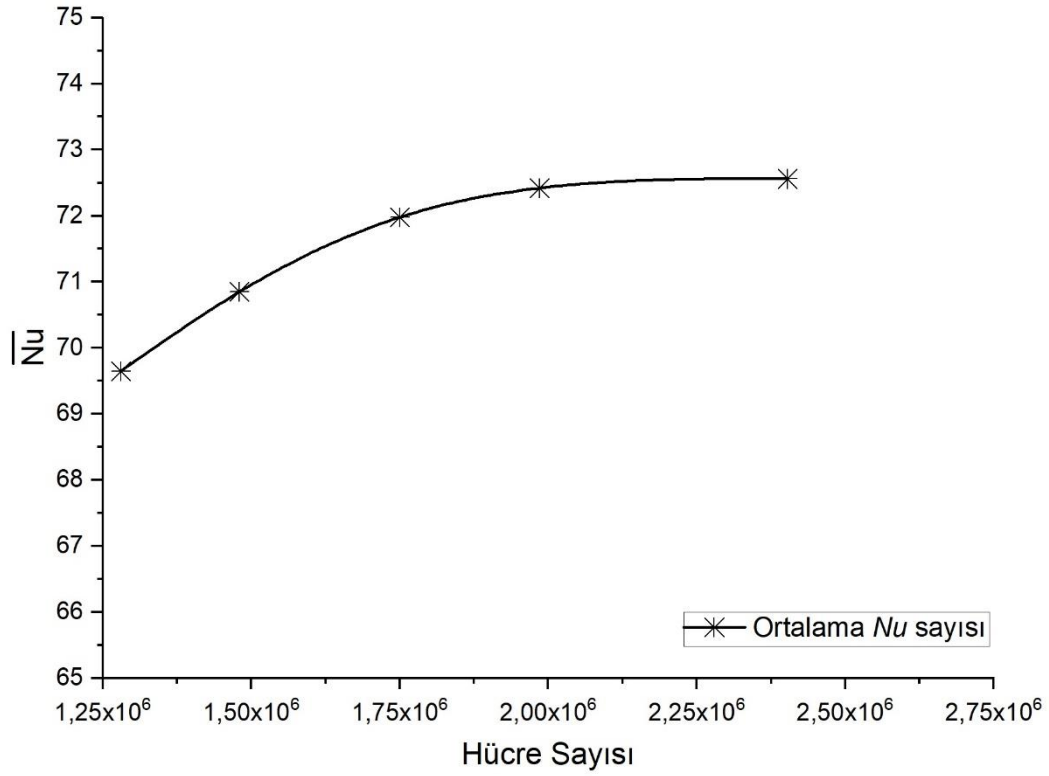
Sayısal Akışkanlar Dinemiği (SAD) ile yapılan çalışmalarda çözümün hassasiyeti hücre sayısının artmasıyla artmaktadır [125]. Çözüm süresi ise hücre sayısının miktarına bağlıdır. Optimum bir hücre sayısı ile kısıtlı bilgisayar hafızasında da istenilen hassasiyet sağlanabilmektedir. Mesela, büyük değişimlerin olduğu bölgelerde örneğin cidara yakın bölgelerde daha sık, değişimlerin fazla olmadığı bölgelerde ise daha seyrek bir kafes sistemi kullanılabilir. Bu şekilde, daha az bir hücre sayısı ile doğru sonuçların elde edilmesi sağlanmaktadır. Bu nedenle, sayısal çalışmalar yapılırken öncelikle çalışma için geçerli olabilecek optimum bir hücre sayısı tesbit edilmektedir. Optimum hücre sayısının tesbiti ile sayısal çalışmaların sonuçlarının hücre sayısından bağımsız olması sağlanır. Çalışmanın hücre sayısından bağımsız olması artan hücre sayısı ile sayısal çalışmanın sonucunda değişimin olmaması ile ifade edilmektedir.

Yapılan sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsız olmasını sağlamak ve sayısal çalışmanın sonuçlarını elde etmek amacıyla;

1. Problem geometrisi için hücre sayısından bağımsız sonuç elde edebilmek amacıyla farklı hücre sayılarına sahip hücre sistemleri oluşturulmuştur.
2. Oluşturulan hücre sistemleri problemin sınır şartları kullanılarak Ansys Fluent 19.2 paket programı ile en yüksek  $Re$  sayısı için çözülmüştür. Çözüm sonuçları kullanılarak çözüm sonuçlarında değişim olmadığı veya değişimin çok düşük miktarlarda olduğu uygun hücre (grid) sayısı tespit edilmiştir.
3. Belirlenen uygun hücre sayısında farklı  $Re$  sayısı değerleri için çözümler gerçekleştirilmiştir.
4. Bu işlemler farklı akış şartları ve engel geometrileri için tekrarlanarak sonuçlar elde edilmiştir.

Yapılan sayısal çalışmalarda optimum hücre sayısını belirlemek için  $Re=32500$  için ve

$G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzey üzerindeki ortalama  $Nu$  sayısının hücre sayısı ile değişimi incelenmiştir. Farklı hücre sayılarıyla oluşturulan ağ yapıları ile yapılan çözümler sonucunda ortalama  $Nu$  sayısının hücre sayısı ile değişimi Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere  $2,4 \times 10^6$  hücre sayısında ortalama  $Nu$  sayısı 72,56 olarak hesaplanmışken  $1,99 \times 10^6$  hücre sayısında ise ortalama  $Nu$  sayısı 76,42 olarak hesaplanmıştır. Hücre sayısının  $1,99 \times 10^6$ 'dan  $2,4 \times 10^6$ 'ya çıkarılması sonucunda ortalama  $Nu$  sayısındaki değişim oldukça küçük olmuştur (0,002%). Değişimin ihmal edilebilecek kadar küçük olmasından dolayı çözüm maliyeti de düşünülerek hücre sayısının daha fazla artırılmasına gerek olmadığına karar verilmiş ve bu şekilde optimum hücre sayısı tespit edilmiştir.



Şekil 4.5.  $Re=32500$  için ve  $G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzey üzerindeki ortalama  $Nu$  sayısının hücre sayısı ile değişimi.

## BÖLÜM 5

### DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER

Bu bölümde ayrı ayrı düz hedef yüzey ve kanatçık ile pürüzlendirilmiş türbülantörlü hedef yüzeyin ısı transfer karakteristiklerinin deneysel sonuçları verilmiş ve performans değerlendirme kriteri (PEC) tartışılmıştır. Bununla birlikte test modelinin basınç kaybı sonuçları verilmiş ve ayrıca düz yüzeyle kanatçıklı yüzeyin sonuçları karşılaştırılmıştır.

#### 5.1. DÜZ YÜZEYDE NOZUL BOŞLUĞUNUN ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

Düz yüzeyin ısı transfer performansı boyutsuz büyüklük olan  $Nu$  sayısı ile gösterilmiştir. Nozul ile hedef yüzey arası boyutsuz boşluk mesafesi  $G_j/D_j$ , boyutsuz akış yönü mesafesi  $X/D_j$  ve hedef yüzey genişliği mesafesi  $Z/D_j$  boyutsuz büyüklükleri ile ifade edilmiştir.

##### 5.1.1. $Re=16250$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.1.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerinde  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi gösterilmiştir (yerel  $Nu$  sayısı dağılımı). Jetlerin etki ettiği yüzeyler dikkate alındığında nozulsuz olan test modelinde ( $G_j/D_j=6,0$ )  $Nu$  sayısı ilk jetin etki ettiği bölgeden orta jetlere doğru ilerledikçe artma eğilimi gözlemlenmiş ve en fazla  $Nu$  sayısı üçüncü jetin etki ettiği bölgede görülürken sonraki jetlerde tekrar düşme eğilimi görülmüştür. Üçüncü jet bölgesinde  $Nu$  sayısı 61,47 ile en yüksek değerdeyken son jette 43,83 ile en düşük seviyeye inmiştir. 30 mm nozul boşluğu olan modelde ( $G_j/D_j=5,0$ ) de benzer durum ortaya çıkmıştır. En yüksek  $Nu$  sayısı 66,08 ile ikinci jetin etki ettiği bölgede görülürken en düşük  $Nu$  sayısı 43,20 ile son jetin etki ettiği bölgede görülmüştür.

24 mm nozul boşluğunda da ( $G_j/D_j=4,0$ ) 30 mm nozul boşluğu olan test modeline benzer sonuçlar elde edilmiştir. En yüksek  $Nu$  sayısı 72,39 ile yine ikinci jette olurken 42,47 ile son jette en düşük değere inmiştir. 18 mm nozul boşluğunda ise ( $G_j/D_j=3,0$ ) birinci ve ikinci jetlerin etki ettiği bölgede  $Nu$  sayıları sırasıyla 79,55 ve 79,51 ile birbiri ile çok yakın değer alırken ikinci jetten sonra son jete doğru düşüş eğilimi gözlemlenmiş ve son jette 43,07 ile en düşük seviyeye inmiştir. 12 mm nozul boşluğu olan test modelinde ( $G_j/D_j=2,0$ ) de  $G_j/D_j=3,0$ 'da olduğu gibi ilk iki jette  $Nu$  sayıları birbirine çok yakındır. En yüksek  $Nu$  sayısı 96,57 ile ilk jette olurken akış yönüne doğru  $Nu$  sayısı giderek azalmış ve 43,13 ile altıncı jette en düşük seviyeye inmiştir. 6 mm nozul boşluğu olan test modelinde ( $G_j/D_j=1,0$ ) ise  $G_j/D_j=2,0$  test modelindeki gibi birinci ve ikinci jetin  $Nu$  sayıları sırasıyla 87,98 ve 89,86 ile birbirine çok yakın değerler almışken ikinci jetten sonra düşüş eğilimi görülmüş ve 42,90 ile son jette  $Nu$  sayısı en düşük seviyeye inmiştir.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısının değişimi Şekil 5.2.'den de görülebilir. Şekilden de görüldüğü üzere nozul boşluğu kısaldıkça jetin etki ettiği yüzey üzerinde durgun bölgeler oluşmaktadır.

Çizelge 5.1.'de hedef yüzey üzerindeki jet bölgesinde ulaşılan en yüksek  $Nu$  sayıları verilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere nozulsuz test modeline göre nozullu test modellerinde nozul uzunluğunun artması özellikle ilk jetlerde  $Nu$  sayısının artmasını sağlamıştır.  $Nu$  sayısındaki artış, sonraki jetlerde akış yönüne doğru ilerledikçe giderek azalmıştır. Son jette ise az bir miktar kötüleştiği tespit edilmiştir.

Çizelge 5.1.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	51,10	59,57	61,47	59,19	52,66	43,83
5	56,43	66,08	63,62	60,56	52,90	43,20
4	65,39	72,39	67,56	61,89	54,33	42,47
3	79,55	79,51	73,75	66,99	56,84	43,07
2	96,57	92,67	84,30	73,90	59,99	43,13
1	87,98	89,86	82,54	75,27	61,52	42,90

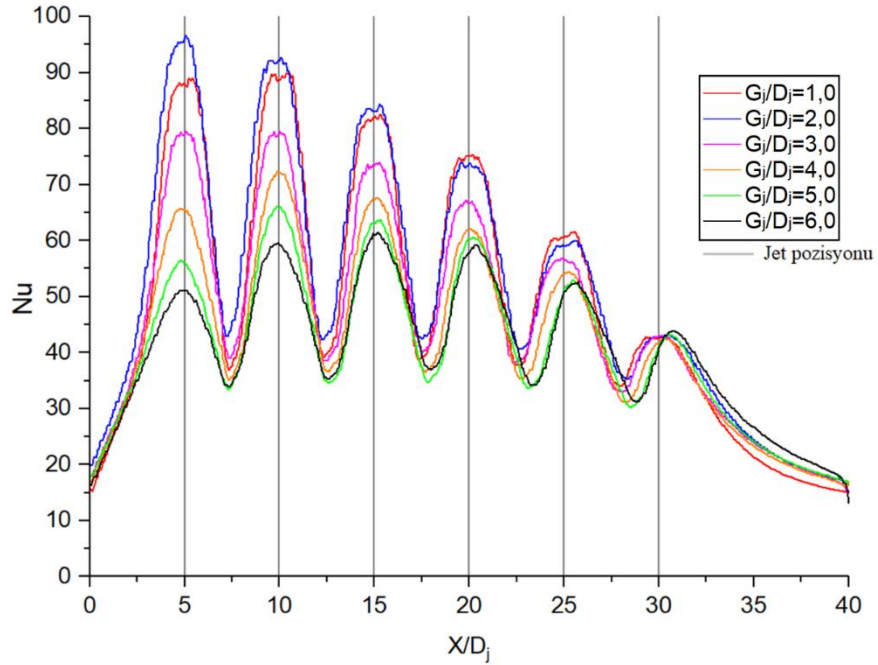
Çizelge 5.2.'de nozul uzunluğu arttıkça nozulsuz test modeline göre jetlerin etki ettiği hedef yüzey üzerindeki  $Nu$  sayısının artış oranı gösterilmiştir. Nozulsuz modele göre ( $G_j/D_j=6,0$ ) en fazla artış %47,09 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'de ilk jette elde edilmiştir. Çizelgeden



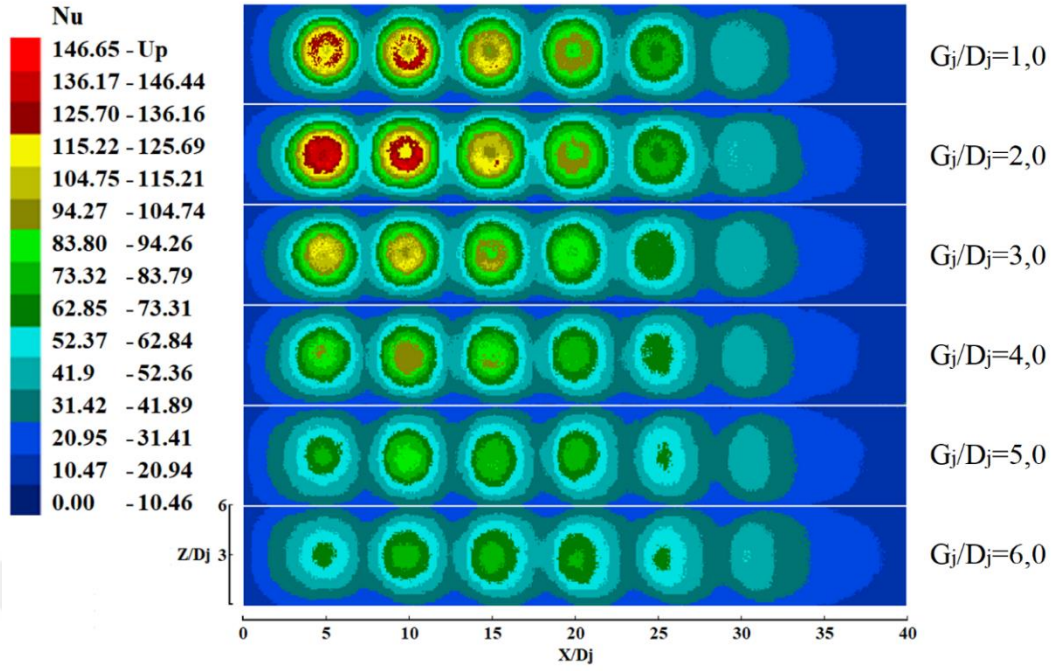
de görüldüğü üzere son jette nozul uzunluğunun artması  $Nu$  sayısının azalmasına neden olmuştur.

Çizelge 5.2.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	9,44	9,85	3,38	2,27	0,45	-1,45
4	21,86	17,70	9,01	4,37	3,07	-3,19
3	35,77	25,07	16,65	11,65	7,36	-1,77
2	47,09	35,71	27,07	19,90	12,22	-1,62
1	41,92	33,71	25,52	21,37	14,40	-2,17



Şekil 5.1.  $Re=16250$  için düz hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



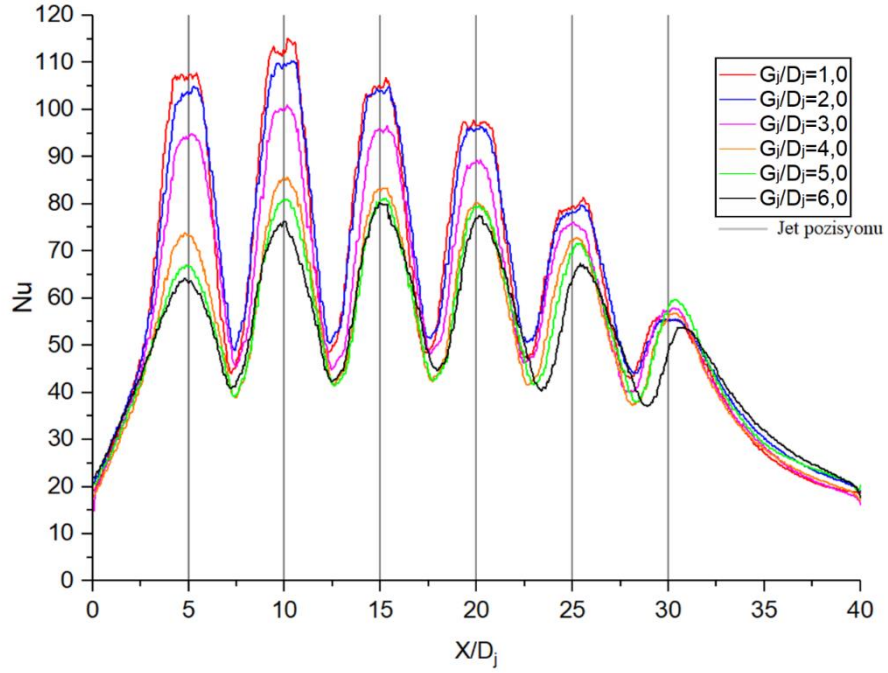
Şekil 5.2.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

### 5.1.2. $Re=21700$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.3.'de  $Nu$  sayısının  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerinde yüzey genişliği ortalamasının akış yönüne göre değişimi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere tüm test modellerinde en düşük yerel  $Nu$  sayısı nozulsuz olan test modelinde ( $G_j/D_j=6,0$ ) tespit edilmiştir. Son jet haricinde diğer jetlerde  $G_j/D_j$  oranı azaldıkça (nozul boşluğu azaldıkça)  $Nu$  sayısında artış görülmüştür.  $Re=21700$  için tüm test modelleri içerisinde en yüksek  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=1,0$ 'in ilk jetinde tespit edilmiştir. Şekil 5.4.'de ise yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere özellikle  $G_j/D_j=3,0$ 'ün altına düşmesiyle birlikte yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısında diğer test modellerine göre belirgin bir artış olmuştur. Aynı zamanda jetin etki ettiği yüzey üzerinde  $G_j/D_j=3,0$ 'ün altına düşmesiyle durgun bölgeler ortaya çıkmıştır.

Çizelge 5.3.'de  $Re=21700$  için düz yüzey üzerinde jetlerin etki ettiği alanda en yüksek yerel  $Nu$  sayıları gösterilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere en yüksek  $Nu$  sayısı 107,75 ile  $G_j/D_j=1,0$ 'de ilk jette görülürken, en düşük  $Nu$  sayısı 53,83 ile  $G_j/D_j=6,0$ 'da son jette tespit edilmiştir.

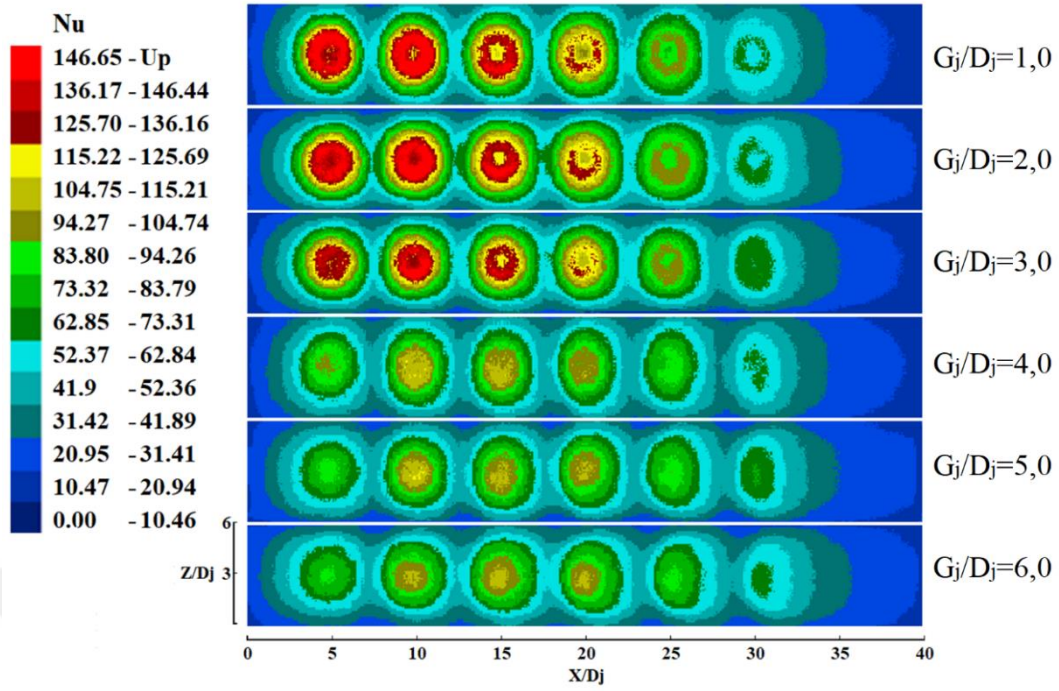
Çizelge 5.4.'de nozul uzunluğu arttıkça nozulsuz test modeline göre jetlerin etki ettiği hedef yüzey üzerindeki  $Nu$  sayısının artış oranı gösterilmiştir. Nozulsuz modele göre nozul uzunluğunun artması  $Nu$  sayısını iyileştirdiği çizelgeden de görülmektedir. En yüksek artış oranı %40,39 ile  $G_j/D_j=1$ 'de ilk jette elde edilmişken en düşük artış oranı ise son jetin etki ettiği bölgede ve %3,60 ile  $G_j/D_j=1$ 'de görülmüştür.



Şekil 5.3.  $Re=21700$  için düz hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Çizelge 5.3.  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	64,23	76,19	80,26	77,52	67,36	53,83
5	67,09	81,01	81,07	79,63	71,63	59,72
4	73,82	85,71	83,34	80,17	72,79	56,75
3	94,88	100,91	96,60	89,38	76,06	57,90
2	104,95	110,31	104,85	96,39	79,68	55,48
1	107,75	115,03	106,72	97,79	81,27	55,84



Şekil 5.4.  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

Çizelge 5.4.  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

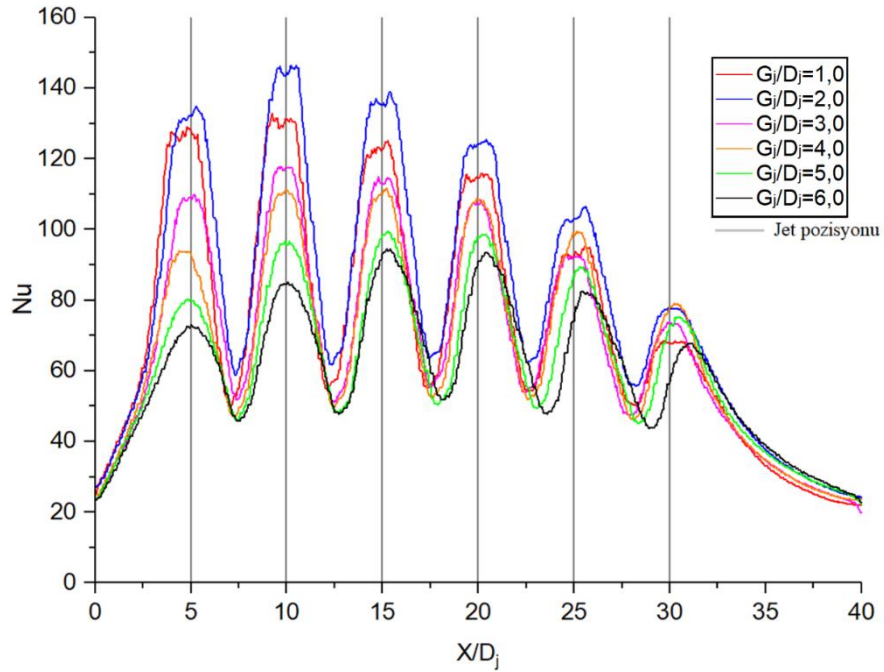
$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	4,26	5,96	1,00	2,65	5,97	9,86
4	12,98	11,11	3,70	3,31	7,46	5,15
3	32,30	24,50	16,92	13,27	11,44	7,03
2	38,80	30,94	23,46	19,58	15,47	2,98
1	40,39	33,77	24,80	20,73	17,13	3,60

### 5.1.3. $Re=27100$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

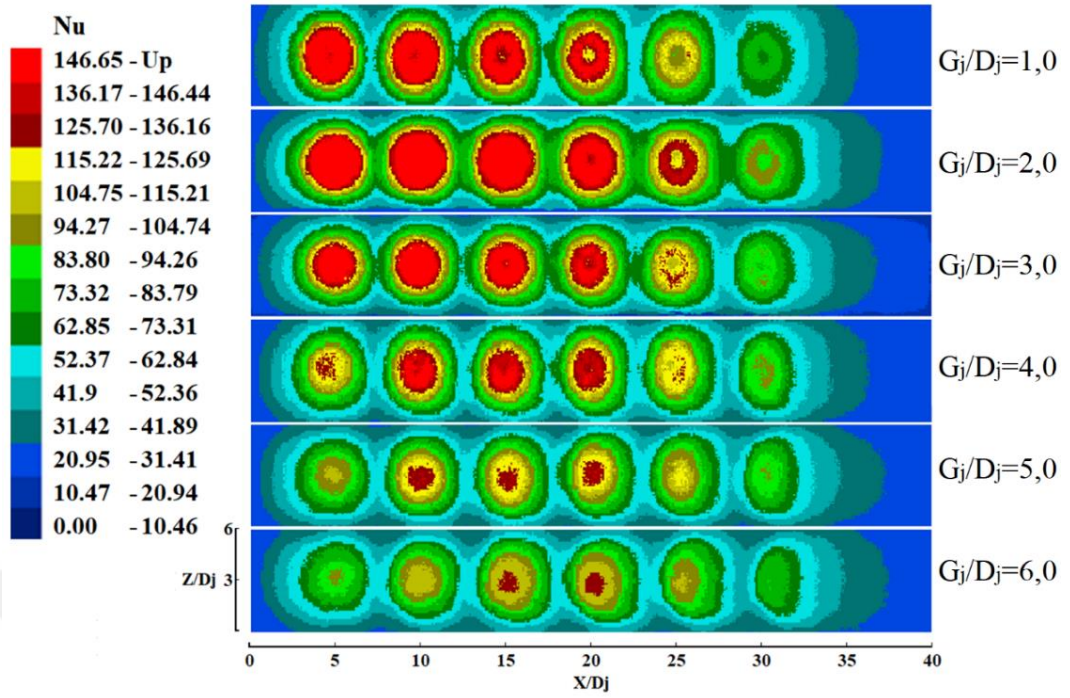
Şekil 5.5.'de  $Re=27100$  için düz yüzey üzerinde  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönüne göre değişimi gösterilmiştir.  $Re=21700$ 'den farklı olarak  $Re=27100$  için nozul boşluğu  $G_j/D_j=6,0$  dan  $2,0$ 'ye doğru düştükçe yerel  $Nu$  sayısı nozulsuz test modeline göre iyileştiği tespit edilmiştir. Nozul boşluğu  $G_j/D_j=1,0$  olduğunda yerel  $Nu$  sayısındaki artış  $G_j/D_j=2,0$ 'ye göre azalmıştır. Bunun nedeni artan  $Re$  sayısı ile  $G_j/D_j=1,0$ 'de jet profili tam olarak gelişmemesine ve bunun sonucunda jetin etkisinin azalmasına bağlanmıştır. Buna ilave olarak yine yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının dağılımını gösteren Şekil 5.6.'dan de görüleceği üzere  $G_j/D_j=1,0$ 'de hedef

yüzey üzerinde nispeten diğer test modellerine göre artan durgun bölgenin alanı yerel  $Nu$  sayısındaki artışı azaltmıştır.

Yüzey üzerinde en yüksek yerel  $Nu$  sayısına Çizelge 5.5’de görüldüğü gibi 146,41 ile  $G_j/D_j=2,0$ ’de ve ikinci jette ulaşılrken en düşük yerel  $Nu$  sayısı 67,68 ile  $G_j/D_j=6,0$ ’da ve son jette tespit edilmiştir. Çizelge 5.6.’da nozulsuz modele göre farklı  $G_j/D_j$  oranlarında yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranı görülmektedir. İlk jette nozulsuz modele göre en fazla artış %45,94 ile  $G_j/D_j=2,0$ ’de ulaşılmıştır. Sırasıyla en fazla artış ikinci jette %41,83 ile  $G_j/D_j=2,0$ ; üçüncü jette %25,39 ile  $G_j/D_j=2,0$ ; dördüncü jette %25,39 ile  $G_j/D_j=2,0$ ; beşinci jette %22,64 ile  $G_j/D_j=2,0$  ve altıncı jette de %13,07 ile yine  $G_j/D_j=2,0$  oranında ulaşılmıştır.



Şekil 5.5.  $Re=27100$  için düz hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



Şekil 5.6.  $Re=27100$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

Çizelge 5.5.  $Re=27100$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

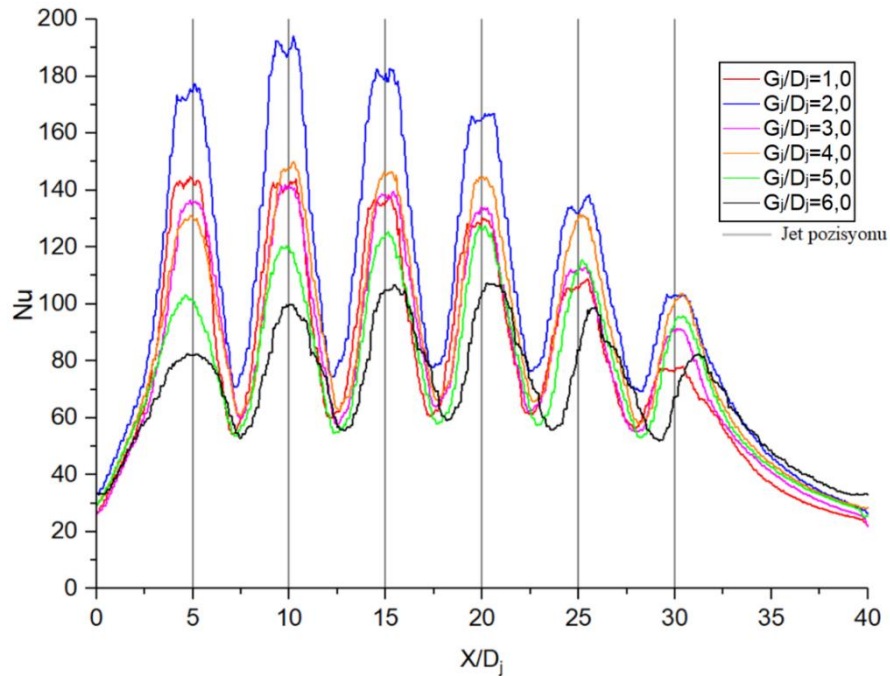
$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	72,94	85,16	94,53	93,54	82,35	67,68
5	80,21	96,82	99,62	98,65	89,44	75,28
4	93,91	111,30	111,79	108,95	99,53	78,94
3	109,82	117,82	114,84	108,31	92,86	73,72
2	134,94	146,41	139,04	125,37	106,46	77,86
1	129,01	132,92	125,11	115,90	95,18	68,50

Çizelge 5.6.  $Re=27100$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

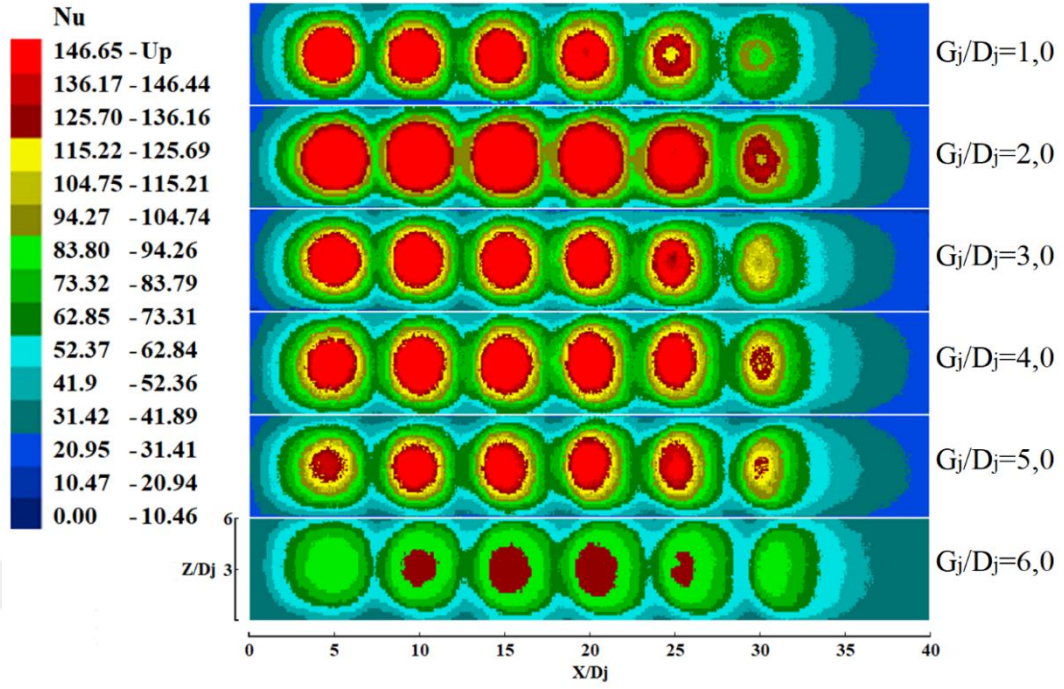
$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	9,06	12,04	5,11	5,19	7,93	10,10
4	22,33	23,48	15,44	14,14	17,25	14,27
3	33,58	27,72	17,69	13,64	11,31	8,19
2	45,94	41,83	32,02	25,39	22,64	13,07
1	43,46	35,93	24,44	19,29	13,48	1,19

#### 5.1.4. $Re=32500$ için Nozul Boşluğunun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

$Re=32500$  için düz yüzey üzerinde  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönüne göre değişimi Şekil 5.7.'de gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul uzunluğu arttıkça nozulsuz modele göre yerel  $Nu$  sayısında artış olmuştur. Buna karşın  $G_j/D_j=1,0$ 'de yerel  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=2,0$ 'ye göre daha düşük olmuştur. Bunun nedeni, yüksek  $Re$  sayılarında  $G_j/D_j=1,0$ 'de nozul ile hedef yüzey arasındaki boşluk mesafesinin jet profilinin potansiyel çekirdek bölgesinde olmasına ve tam olarak gelişmemesinden dolayı etkinliğinin azalmasına bağlanmıştır. Bununla birlikte Şekil 5.8.'de  $Re=32500$  için hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmektedir. Nozul boşluğunun kısaltmasıyla birlikte jetin hedef yüzey üzerinde etki ettiği bölgede durgun bölgelerin oluştuğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte nozulsuz ve kısa nozul uzunluğu olan test modellerinde yerel  $Nu$  sayısı özellikle orta jetlerde yüksek ilk ve son jetlerde düşükken nozul uzunluğunun artmasıyla birlikte ilk jetlerin etki ettiği bölgede yerel  $Nu$  sayısında artış olduğu ve hüzey üzerinde daha dengeli bir ısı transfer dağılımı elde edildiği görülebilir.



Şekil 5.7.  $Re=32500$  için düz hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



Şekil 5.8.  $Re=32500$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

Çizelge 5.7’de  $Re=32500$  için jetlerin etki ettiği düz yüzey üzerinde ulaşılan en yüksek  $Nu$  sayıları verilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere en yüksek yerel  $Nu$  sayısına 194,04 ile  $G_j/D_j=2,0$ ’nin ikinci jetinde ulaşılmıştır. Çizelge 5.8’de ise nozulsuz modele göre farklı  $G_j/D_j$  oranlarında yerel  $Nu$  sayısındaki değişim oranları verilmiştir. Çizelgeden de görüldüğü gibi en yüksek artış oranı %53,45 ile  $G_j/D_j=2,0$ ’nin ilk jetinde ulaşılmıştır.

Çizelge 5.7.  $Re=32500$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	82,50	99,76	106,67	107,23	98,70	81,34
5	102,93	120,38	125,22	127,56	115,19	95,68
4	131,14	149,99	146,35	144,59	131,68	103,62
3	136,56	141,82	139,31	133,84	112,74	91,27
2	177,24	194,04	182,63	166,83	138,13	103,44
1	144,70	143,84	138,09	130,09	108,78	78,11



Çizelge 5.8.  $Re=32500$  için düz hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

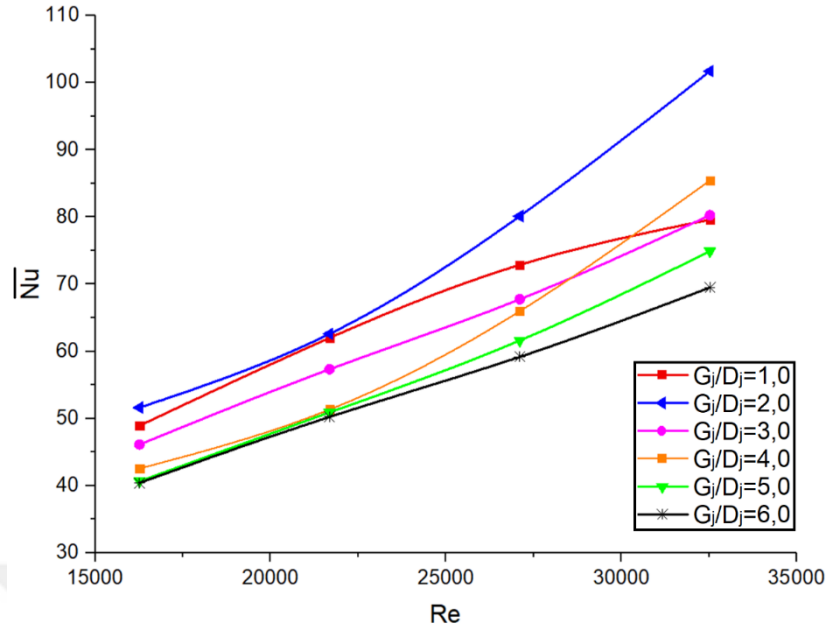
$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	19,85	17,13	14,81	15,94	14,31	14,99
4	37,09	33,49	27,11	25,84	25,04	21,50
3	39,59	29,66	23,43	19,88	12,45	10,88
2	53,45	48,59	41,59	35,73	28,55	21,36
1	42,98	30,65	22,75	17,57	9,26	-4,14

Şekilden de görüleceği üzere kanal içerisinde tahliye yönüne doğru ilerledikçe jet akış kendisinden daha yüksek oranda bir çapraz akış debisiyle karşılaşır. Bu durum jetin hedef yüzeyde çarptığı bölgeyi kaydırır ve jet profilini olumsuz etkileyerek ısı yüzey üzerinde ısı transfer performansının düşmesine neden olur. Deney sonuçlarından da görüleceği üzere hedef yüzey üzerinden tahliye yönüne doğru ilerledikçe ısı jetlerin çarptığı bölge tahliye yönüne doğru kaymış ve ısı transfer oranının baştaki jetlere göre daha düşük tespit edilmiştir.

#### 5.1.5. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.9.'da düz hedef yüzey üzerinde  $Re$  sayısına göre nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayısına etkisi gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere jet plakasında jet deliklerinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması, nozulsuz modele göre ortalama  $Nu$  sayısını artırmıştır. En yüksek ortalama  $Nu$  sayıları tüm  $Re$  sayılarında  $G_j/D_j=2,0$ 'de görülmüştür. Örneğin  $Re=16250$  için nozulsuz modelde ortalama  $Nu$  sayısı 40,40 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %21,73 artarak 51,62'ye yükselmiştir. Ortalama  $Nu$  sayısındaki en fazla artış  $Re=32500$  için tespit edilmiştir.  $Re=32500$  için nozulsuz modelde ortalama  $Nu$  sayısı 69,48 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %31,69 artarak 101,71'ye yükselerek tüm test modelleri içerisinde en yüksek seviyeye ulaşmıştır.

Nozulun yüzeye fazlaca yaklaştırılması ( $G_j/D_j<2,0$ ) ortalama  $Nu$  sayısındaki artışı durdurmakta hatta ortalama  $Nu$  sayısının tekrar kötüleşmeye başladığı deney sonuçlarından görülmektedir.



Şekil 5.9. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayısına etkisi.

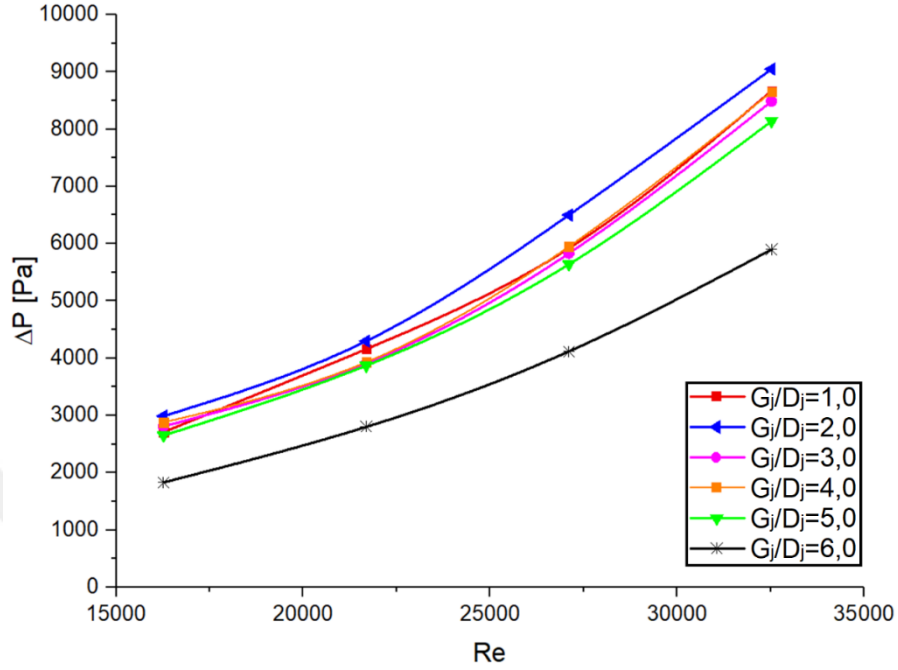
### 5.1.6. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi

Bir gaz türbininde türbin kanadında soğutma sistemi tasarlanırken sistemin basınç kaybı dikkat edilmesi gereken önemli parametrelerden biridir. Sistemin basınç kaybının artması soğutma sistemi için gerekli olan akışkanın sisteme pompalanmasında ihtiyaç duyulan gücün artmasına ve türbin veriminin azalmasına neden olur. Bu nedenle bu çalışmada jet deliklerinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılmasının sistemin basınç kaybına olan etkisi ayrıca incelenmiştir.

Şekil 5.10.'da düz hedef yüzeyde nozul uzunluğunun  $Re$  sayısına göre basınç kaybına etkisi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere deney sonuçlarına göre sistemin en düşük basınç kaybı nozulsuz modelde görülmüştür. Nozul uzunluğu arttıkça basınç kaybı da artmıştır. En yüksek basınç kaybı tüm  $Re$  sayılarında  $G_j/D_j=2,0$ 'de görülmüştür.

Basınç kaybındaki en fazla artış  $G_j/D_j=2,0$  olan test modelinde ortaya çıkmıştır. Örneğin nozulsuz modelde  $Re=16250$  için basınç kaybı 1830 Pa iken  $G_j/D_j=2,0$  nozul boşluğu olan test modelinde %63,39 artarak 2990 Pa yükselmiştir.  $Re=32500$  için ise

$G_j/D_j=2,0$ 'nin basınç kaybı nozulsuz modele göre %53,39 artarak 9050 Pa ulaşmış ve tüm test modelleri içerisinde en yüksek basınç kaybı değerine çıkmıştır.



Şekil 5.10. Nozulun düz hedef yüzeyde basınç kaybına etkisi.

## 5.2. KANATÇIKLI YÜZEYDE NOZUL BOŞLUĞUNUN ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİNE VE BASINÇ KAYBINA ETKİSİ

### 5.2.1. $Re=16250$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

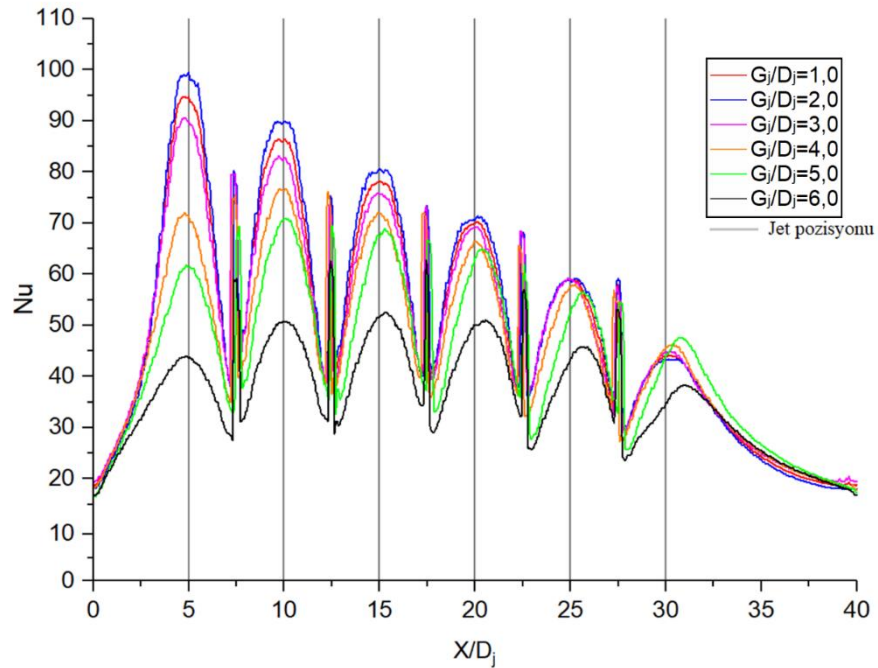
Şekil 5.11.'de  $Re=16250$  için kanatçıklı yüzeyde  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul uzunluklarının artması yerel  $Nu$  sayısını artırmıştır. Son jetin etki ettiği bölge hariç diğer bölgelerde en yüksek Yerel  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=2,0$ 'de ulaşılmıştır. Örneğin nozulsuz modelde ilk jetin etki ettiği yüzeyde en yüksek yerel  $Nu$  sayısı 43,93 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %55,86 artarak 99,53'e yükselmiştir. Çizelge 5.9.'da kanatçıklı yüzey üzerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları, Çizelge 5.10. ise nozulsuz modele göre yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranları detaylı olarak görülebilir.

Çizelge 5.9.  $Re=16250$  için kanatçıklı yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	43,93	50,77	52,57	51,08	45,82	38,28
5	61,72	70,91	68,88	64,79	56,51	47,65
4	72,08	76,74	72,07	66,46	58,00	46,15
3	90,50	83,20	75,86	69,25	59,30	44,87
2	99,53	89,88	80,69	71,36	59,20	43,47
1	94,71	86,43	78,19	70,30	59,06	44,06

Çizelge 5.10.  $Re=16250$  için kanatçıklı yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

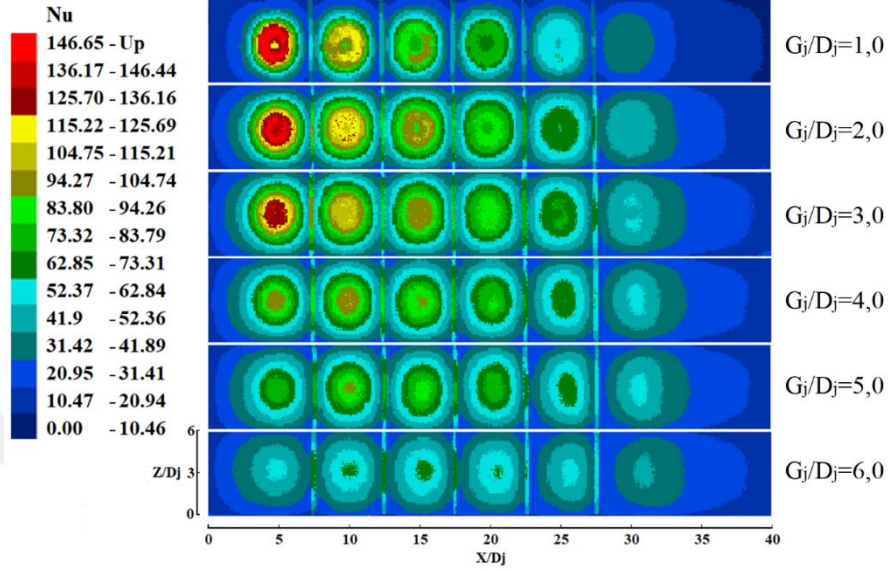
$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	28,82	28,40	23,68	21,16	18,92	19,67
4	39,06	33,85	27,06	23,14	21,00	17,05
3	51,46	38,98	30,71	26,24	22,73	14,69
2	55,86	43,52	34,85	28,42	22,60	11,93
1	53,62	41,26	32,77	27,34	22,41	13,12



Şekil 5.11.  $Re=16250$  için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Şekil 5.12.'de kanatçıklı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul boşluğunun azalması özellikle ilk jetlerin etkisini

arttırmakta ve hedef yüzey üzerinde ilk jetlerin etki ettiği bölgede yerel  $Nu$  sayılarının artmasına neden olmaktadır. Nozul boşluğunun değişmesiyle son jetlerin etki ettiği yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımında önemli bir değişiklik olmamıştır.



Şekil 5.12.  $Re=16250$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

### 5.2.2. $Re=21700$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.13.'de  $Re=21700$  için kanatçıklı yüzeyin akış yönü boyunca yerel  $Nu$  sayısı dağılımı, Şekil 5.14.'de ise hedef yüzeyler üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımları verilmiştir. Her iki şekilden de görüleceği üzere,  $G_j/D_j$  azaldıkça jetin etki ettiği yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısında artmış olmuştur. Bununla birlikte nozul boşluğu en düşük seviyeye indiğinde yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranında azalma görülmüştür. Örneğin nozulsuz test modelin ilk jetinde Çizelge 5.11.'den görüleceği üzere nozulsuz modelin ( $G_j/D_j=6$ ) ilk jetinde yerel  $Nu$  sayısı 59,19 iken,  $G_j/D_j=2,0$ 'de yerel  $Nu$  sayısı Çizelge 5.12.'den de görüleceği üzere %41,41 artarak 101,03'e yükselmiştir.  $G_j/D_j=1,0$ 'e düştüğünde yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranı düşüş göstererek %39,71 olmuştur.

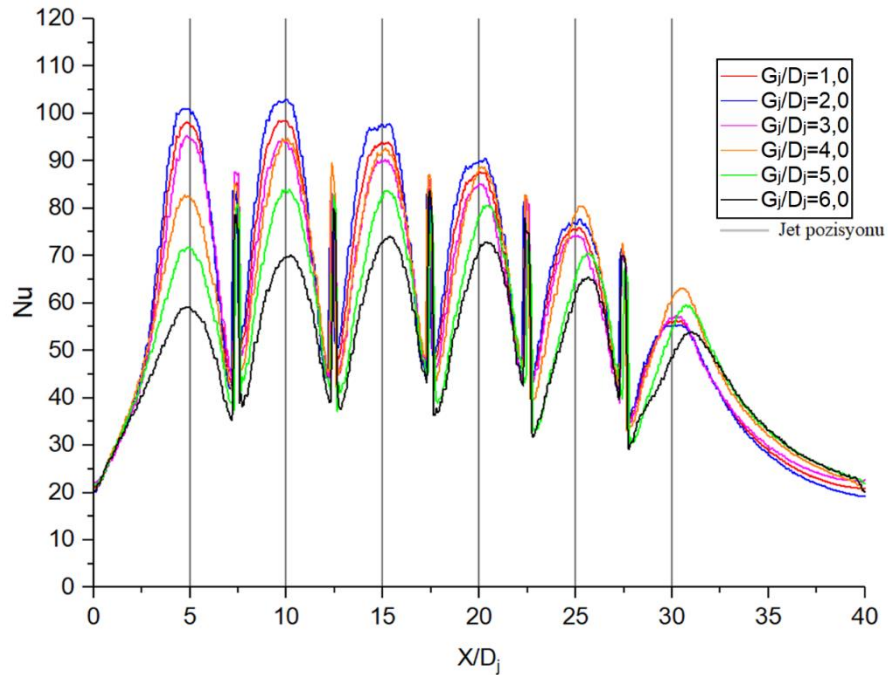
Çizelge 5.11.'den de görüleceği üzere  $Re=21700$  için kanatçıklı yüzey üzerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayısı 102,90 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'de ve ikinci jetin etki ettiği bölgede görülmüştür.

Çizelge 5.11.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

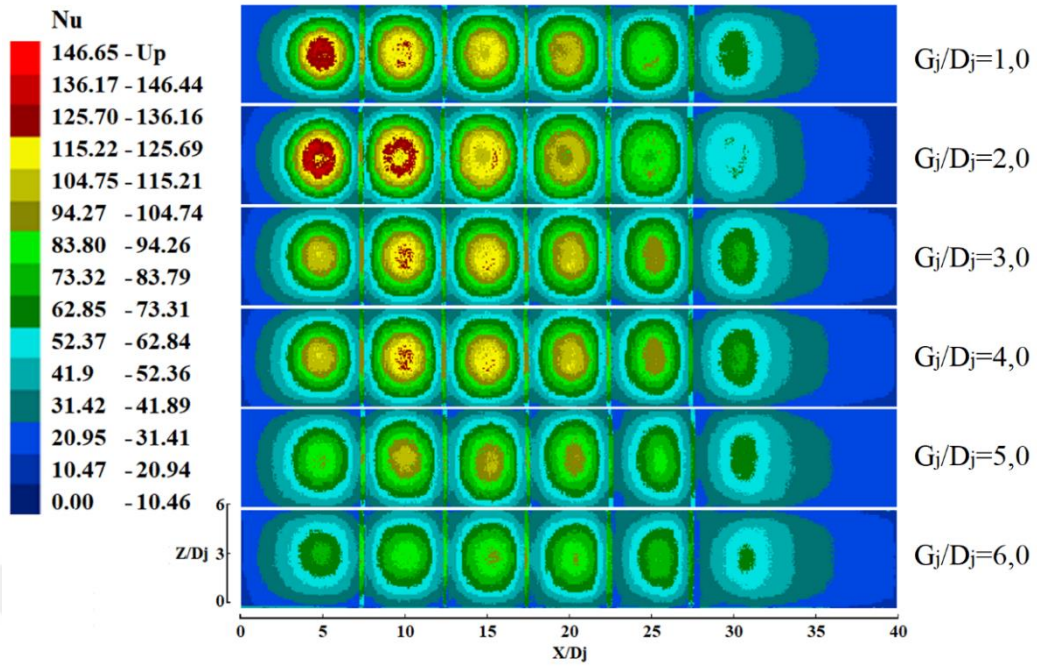
$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	59,19	70,10	74,02	72,86	65,44	53,88
5	71,80	83,96	83,72	80,61	70,54	59,58
4	82,82	94,76	92,63	88,71	80,46	63,15
3	95,32	94,47	90,22	85,05	74,24	57,27
2	101,03	102,90	97,85	90,53	77,76	55,36
1	98,18	98,49	93,94	87,52	75,85	56,24

Çizelge 5.12.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	17,56	16,51	11,59	9,61	7,23	9,57
4	28,53	26,02	20,09	17,87	18,67	14,68
3	37,90	25,80	17,96	14,33	11,85	5,92
2	41,41	31,88	24,35	19,52	15,84	2,67
1	39,71	28,83	21,21	16,75	13,72	4,20



Şekil 5.13.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



Şekil 5.14.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

### 5.2.3. $Re=27100$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

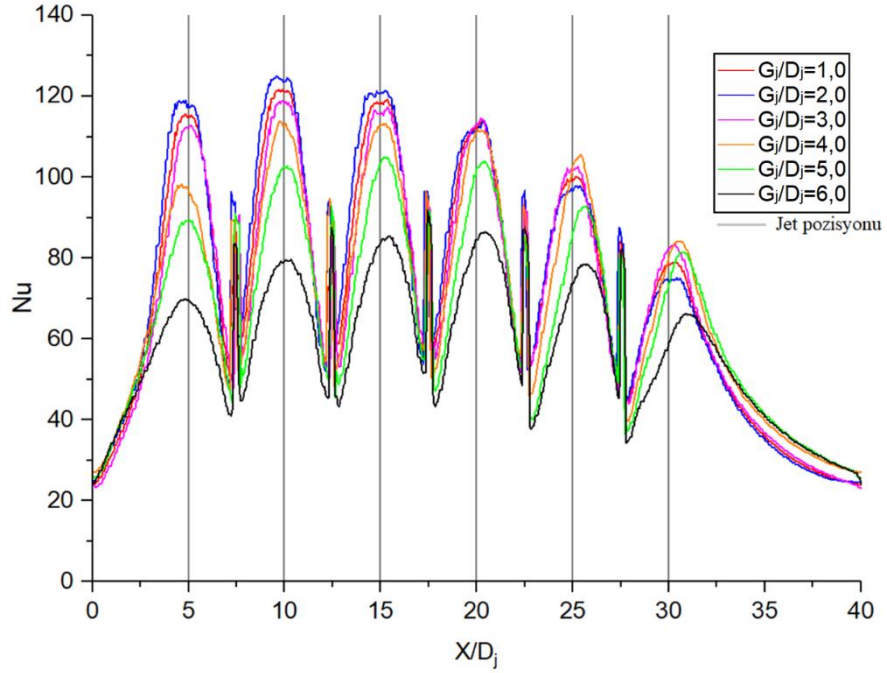
Şekil 5.15.'de  $Re=27100$  için kanatçıklı yüzeyin akış yönü boyunca  $Nu$  sayısı dağılımı, Şekil 5.16.'da ise hedef yüzeyler üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı verilmiştir.  $Re=21700$ 'de olduğu gibi şekillerden de görüleceği üzere nozul boşluğunun azalmasıyla yerel  $Nu$  sayısında artma eğilimi görülmüştür. Deney sonuçlarından da görüleceği üzere nozulsuz modelde akış yönüne doğru ilerledikçe jetlerin temas ettiği bölgede orta jetlere doğru ilerledikçe yerel  $Nu$  sayısı artarken son jetlere doğru yerel  $Nu$  sayısı tekrar düşüş eğilimi göstermiştir. Buna karşın nozul boşluğu azaldıkça ilk jetlerin  $Nu$  sayılarında da artma eğilimi olmuş ve en yüksek  $Nu$  sayılarına ikinci ve üçüncü jetlerde ulaşılmıştır.

Çizelge 5.13.'de hedef yüzey üzerinde jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları verilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere nozulsuz modele göre nozullu modellerde yerel  $Nu$  sayılarının arttığı görülmektedir. Tüm modeller içerisinde en yüksek yerel  $Nu$  sayısı 124,99 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'de ikinci jetin etki ettiği bölgede

görülürken en düşük yerel  $Nu$  sayısı ise 66,31 ile nozulsuz modelin ( $G_j/D_j=6,0$ ) son jetinde görülmüştür.

Çizelge 5.13.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	69,84	79,65	85,36	86,33	78,50	66,31
5	89,38	102,76	104,94	103,84	92,80	81,39
4	98,22	113,68	113,16	111,94	105,61	84,12
3	112,65	118,89	117,29	114,52	102,60	83,27
2	118,96	124,99	121,40	113,68	97,84	75,13
1	115,58	121,53	119,17	113,88	100,07	78,98



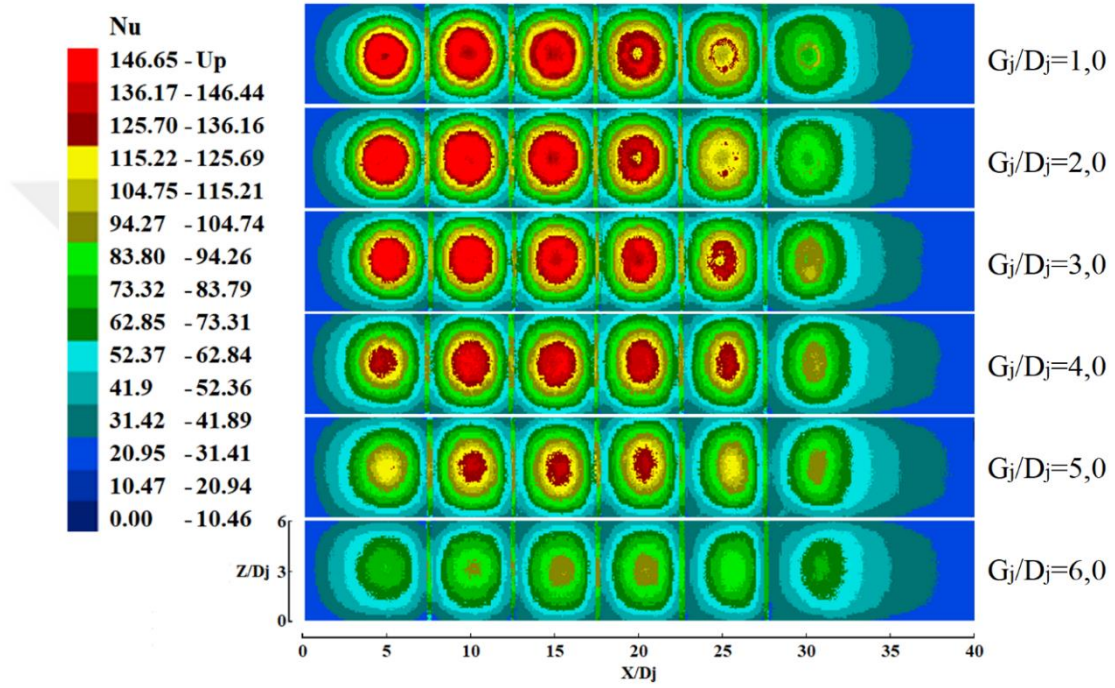
Şekil 5.15.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Çizelge 5.14.'de nozulsuz modele göre nozullu modellerin yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranları gösterilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere yerel  $Nu$  sayısındaki en yüksek artış oranı %41,29 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'nin ilk jetinde görülürken, en düşük artış oranı %11,74 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'nin son jetinde olduğu tespit edilmiştir.



Çizelge 5.14.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	21,86	22,49	18,66	16,86	15,41	18,53
4	28,89	29,93	24,57	22,88	25,67	21,17
3	38,00	33,01	27,22	24,62	23,49	20,37
2	41,29	36,27	29,69	24,06	19,77	11,74
1	39,57	34,46	28,37	24,19	21,55	16,04



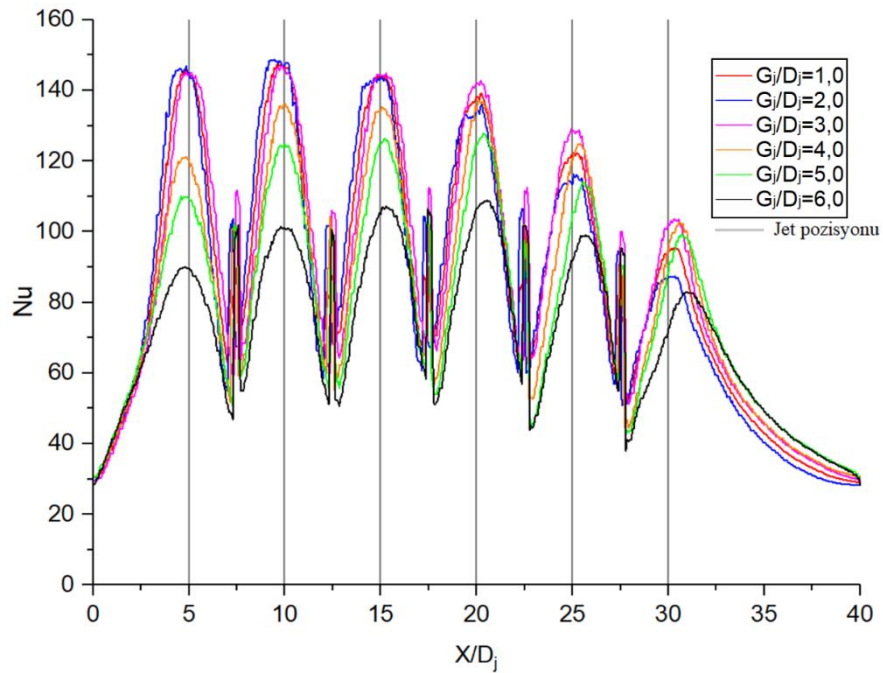
Şekil 5.16.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

#### 5.2.4. $Re=32500$ için Nozul Boşluğunun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.17.'de  $Re=32500$  için kanatçıklı yüzeyin akış yönü boyunca yerel  $Nu$  sayısı dağılımı, Şekil 5.18.'de ise hedef yüzeyler üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı verilmiştir. Nozul boşluğunun azalması hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. En yüksek  $Nu$  sayıları  $G_j/D_j=2,0$ 'de ulaşılmıştır. Çizelge 5.15.'den de görüleceği üzere jetlerin etki ettiği yüzeyler üzerinde en düşük yerel  $Nu$  sayısı 82,98 ile nozulsuz ( $G_j/D_j=6,0$ ) modelin son jetinin etki ettiği yüzey üzerinde görülmüştür. En yüksek yerel  $Nu$  sayısı ise 148,70 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'nin ikinci jetinde ulaşılmıştır.

Çizelge 5.15.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde ulaşılan en yüksek yerel  $Nu$  sayıları.

$G_j/D_j$	$Nu$ Jet1 ( $X/D_j=5$ )	$Nu$ Jet2 ( $X/D_j=10$ )	$Nu$ Jet3 ( $X/D_j=15$ )	$Nu$ Jet4 ( $X/D_j=20$ )	$Nu$ Jet5 ( $X/D_j=25$ )	$Nu$ Jet6 ( $X/D_j=30$ )
6	90,03	101,49	107,25	108,85	98,99	82,98
5	109,98	124,90	126,34	127,76	113,82	99,20
4	121,27	136,30	135,44	137,11	124,88	102,66
3	145,24	147,17	144,84	142,78	129,15	103,53
2	146,86	148,70	143,87	136,11	116,20	87,36
1	146,05	147,35	144,00	139,15	122,41	95,38

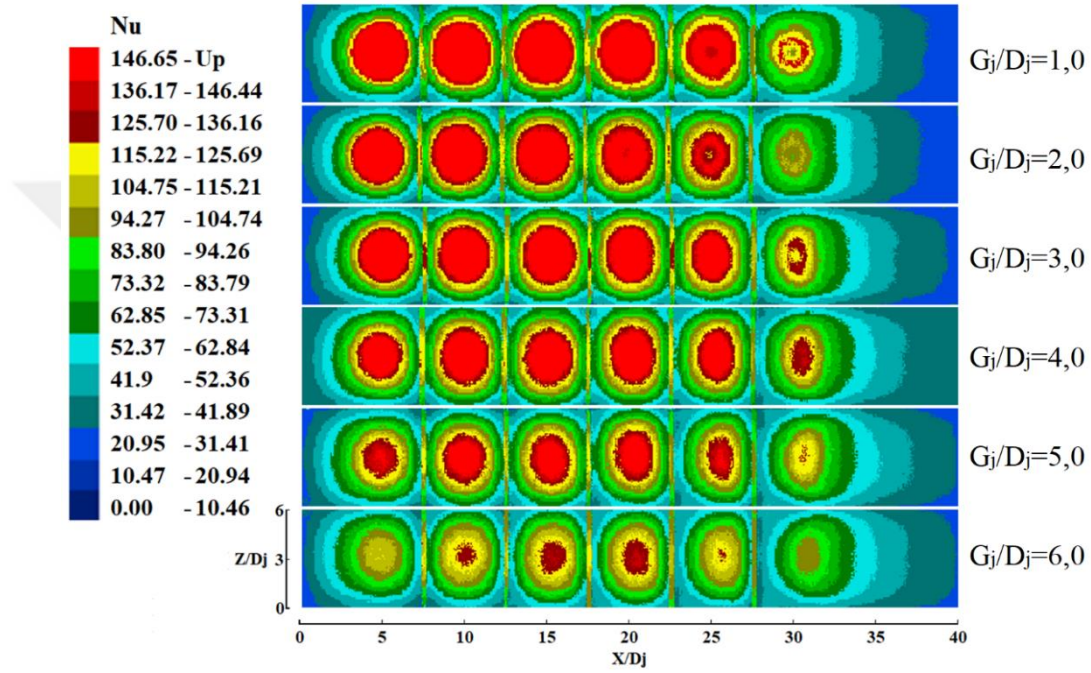


Şekil 5.17.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzeyde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Çizelge 5.16. nozulsuz modelin hedef yüzeyi üzerindeki yerel  $Nu$  sayısına göre nozullu modellerin yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranları verilmiştir. Çizelgeden de görüldüğü üzere yüzey üzerinde nozulsuz modele göre nozullu modeller içerisinde en fazla artış %38,70 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'in ilk jetinin etki ettiği yüzeyde gerçekleşirken en düşük artış oranı ise %5,01 ile  $G_j/D_j=2,0$ 'in son jetinde gerçekleşmiştir.

Çizelge 5.16.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerindeki jet bölgelerinde yerel  $Nu$  sayısının artış oranı.

$G_j/D_j$	Jet1 %	Jet2 %	Jet3 %	Jet4 %	Jet5 %	Jet6 %
5	18,14	18,74	15,11	14,80	13,03	16,35
4	25,76	25,54	20,81	20,61	20,73	19,17
3	38,01	31,04	25,95	23,76	23,35	19,85
2	38,70	31,75	25,45	20,03	14,81	5,01
1	38,36	31,12	25,52	21,78	19,13	13,00



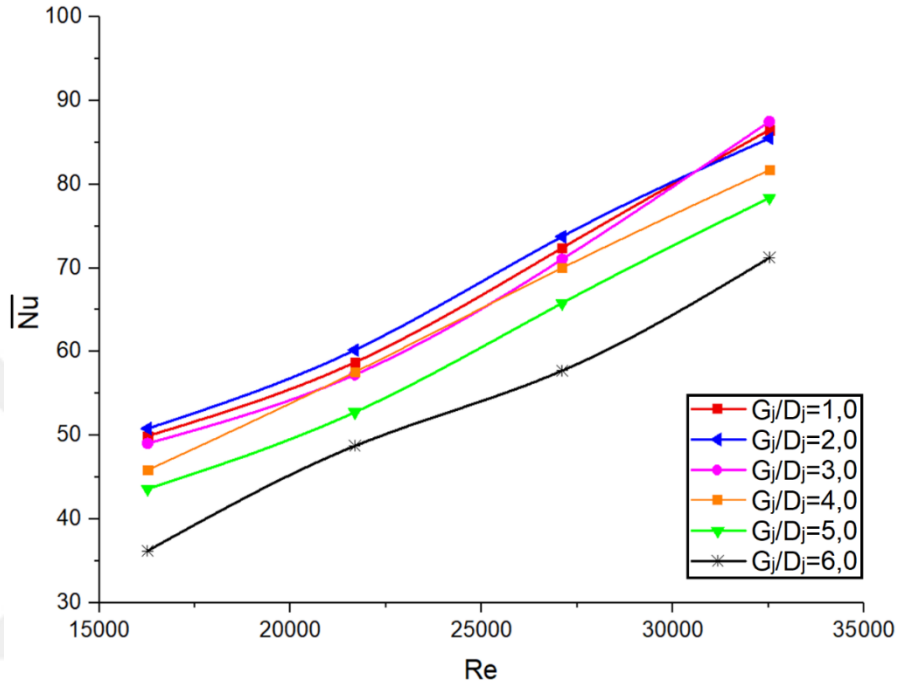
Şekil 5.18.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı değişimi.

### 5.2.5. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 5.19.'da kanatçıklı hedef yüzey üzerinde  $Re$  sayısına göre nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayısına etkisi gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere jet plakasında jet deliklerinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması, nozulsuz modele göre tüm modellerde ortalama  $Nu$  sayısını artırmıştır. En yüksek ortalama  $Nu$  sayıları  $Re=27100$ 'e kadar  $G_j/D_j=2,0$ 'de görülürken,  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'de elde edilmiştir.

Nozulsuz modelde  $Re=16250$  için ortalama  $Nu$  sayısı 36,21 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %40,32 artarak 50,81'e çıkmış ve ortalama  $Nu$  sayısındaki en fazla artış elde edilmiştir.

Nozulun yüzeye fazlaca yaklaştırılması ( $G_j/D_j < 2,0$ ) ortalama  $Nu$  sayısındaki artışı azaltmakta ve hatta tekrar azalmaya başlamasına neden olduğu deney sonuçlarından görülmektedir. Bununla birlikte yüksek  $Re$  sayılarında nozul boşluğunun düşmesi ortalama  $Nu$  sayısındaki artışı durdurmakta hatta tekrar azalmasına neden olmaktadır.



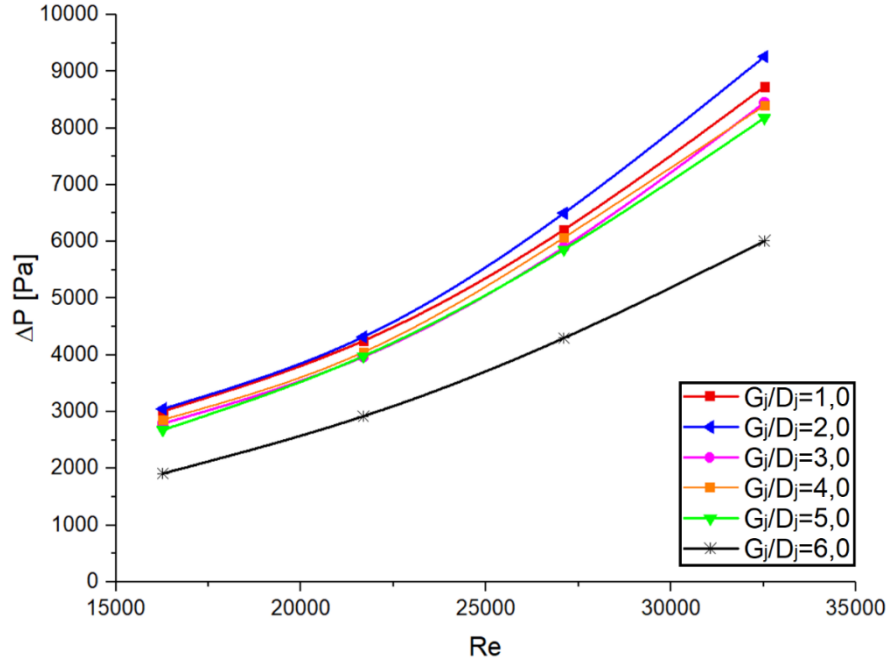
Şekil 5.19. Kanatçıklı hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayısına etkisi.

### 5.2.6. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi

Şekil 5.20.'de kanatçıklı hedef yüzeyde nozul boşluğunun  $Re$  sayısına göre basınç kaybına etkisi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere deney sonuçlarına göre sistemin en düşük basınç kaybı nozulsuz modelde görülmüştür. Nozul uzunluğunun artması basınç kaybını da artmıştır. Deney sonuçlarından da görüleceği üzere nozulsuz modellerle nozullu modeller arasındaki basınç kaybı farkı yüksek  $Re$  sayılarında daha belirgin olmuştur.

En fazla basınç kaybı artışı  $G_j/D_j=2,0$  nozul boşluğu olan test modelinde ortaya çıkmıştır. Örneğin nozulsuz modelde  $Re=16250$  için basınç kaybı 1910 Pa ile en düşük değerdeyken  $G_j/D_j=2,0$  nozul boşluğunda %59,69 artarak 3050 Pa'ya yükselmiştir.

$Re=32500$  için ise  $G_j/D_j=2,0$ 'nin basınç kaybı nozulsuz modele göre %54,07 artarak 9260 Pa'a çıkmış ve tüm test modelleri içerisinde en yüksek basınç kaybı değerine ulaşmıştır.



Şekil 5.20. Nozulun kanatçıklı hedef yüzeyde basınç kaybına etkisi.

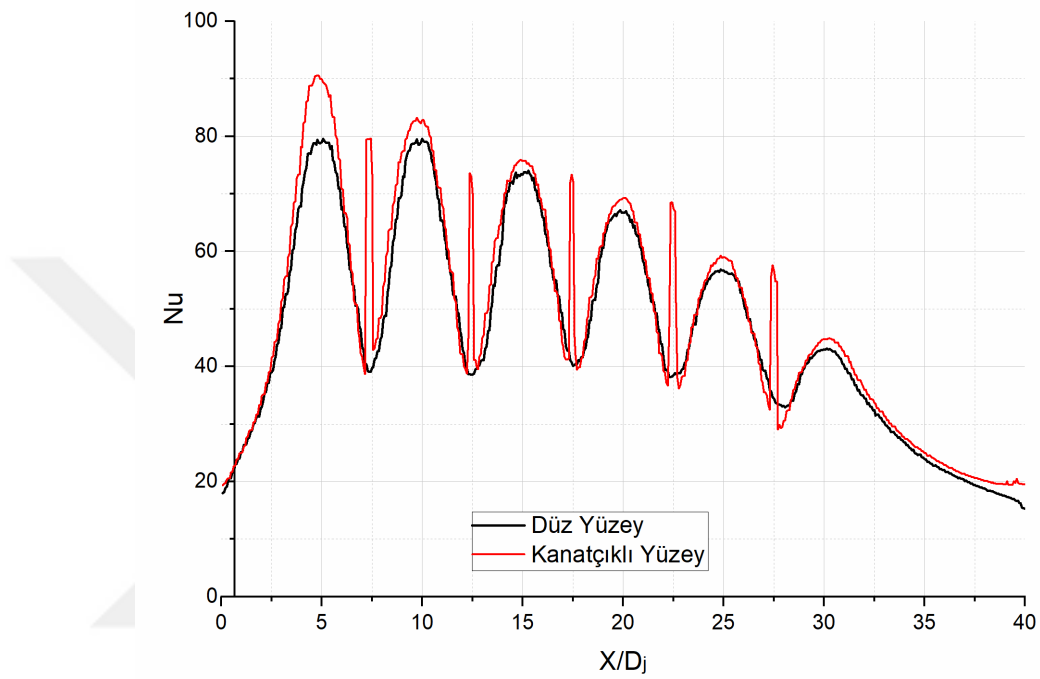
### 5.3. DÜZ YÜZEYLERLE KANATÇIKLI YÜZEYLERDEN ELDE EDİLEN DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Yüzey üzerine yerleştirilen kanatçıklar, kanal içerisinde akışın türbülansını artırarak ısı transferini iyileştirebilir. Bununla birlikte kanatçıklı yüzey sistemin basınç kaybına da etki etmektedir. Bu bölümde düz yüzeye sahip modellerden elde edilen sonuçlar kanatçıklı sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

#### 5.3.1. $Re=16250$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

$Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı dağılımının karşılaştırılması Şekil 5.21.'de gösterilmiştir.

Nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzeyin kanatçıklı yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerlere çıkmıştır. Örneğin  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 51,10 iken kanatçıklı yüzeyin %14,03 azalarak 43,93 olmuştur. Ancak sırasıyla  $G_j/D_j=5,0$ ; 4,0 ve 3,0'de ise kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısının düz yüzey göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

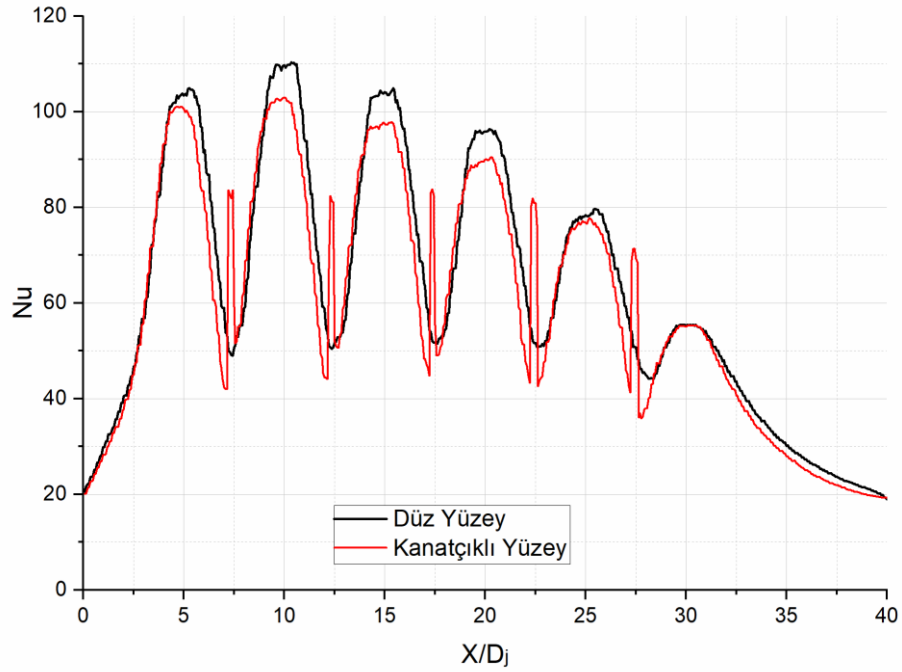


Şekil 5.21.  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımı karşılaştırması.

$G_j/D_j=5,0$ 'de ise ve  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 66,08 iken kanatçıklı yüzeyde %6,81 artarak 70,91 olmuştur.  $G_j/D_j=2,0$  ve 1,0'de ise kanatçıklı yüzeylerde  $X/D_j=7$ 'e kadar düz yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerler alırken  $X/D_j=7$ 'nin üzerine çıktığında düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden daha yüksek olmuştur.

### 5.3.2. $Re=21700$ için Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 5.22.'de  $Re=21700$   $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımı karşılaştırması gösterilmiştir.

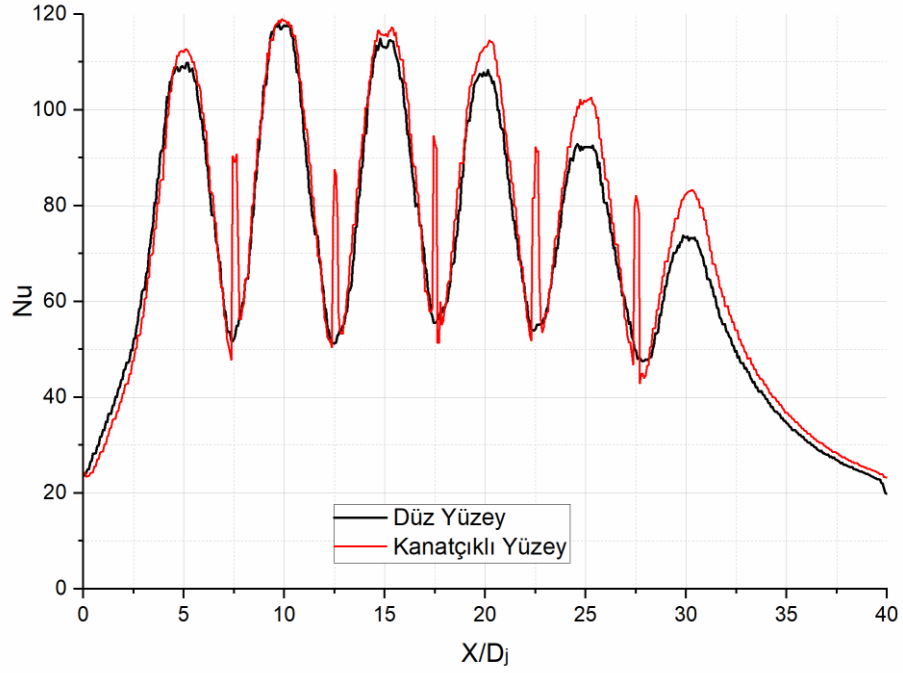


Şekil 5.22.  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımı karşılaştırması.

$G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzeyin kanatçıklı yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek olmuştur. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 80,26 iken kanatçıklı yüzeyde %7,77 azalarak 74,02'ye inmiştir.  $G_j/D_j=5,0$ 'de ise yine sonuçlar birbirine çok yakın olmuştur. Bununla birlikte kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısının düz yüzeye göre az bir farkla daha yüksek olduğu görülmektedir. Örneğin  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 81,01 iken kanatçıklı yüzeyde %3,17 artarak 83,72 olmuştur.  $G_j/D_j=4,0$ 'de aradaki fark daha belirgindir. Örneğin  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 83,34 iken kanatçıklı yüzeyde %10,03 artarak 92,63 olmuştur.  $G_j/D_j=3,0$ 'de ise aradaki fark çok küçük olmakla birlikte düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 96,60 iken kanatçıklı yüzeyde %6,60 azalarak 90,22'ye inmiştir. Nozul boşluğu  $G_j/D_j=2,0$  ve  $1,0$ 'de ise  $G_j/D_j=3,0$ 'de olduğu gibi düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerlere çıktığı tespit edilmiştir.  $G_j/D_j=1,0$ 'de fark daha belirgin olmuştur. Örneğin  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 106,72 iken kanatçıklı yüzeyde %11,98 azalarak 93,94'e inmiştir.

### 5.3.3. $Re=27100$ için Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 5.23.'de  $Re=27100$  için  $G_j/D_j$ 'ün düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımları karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.23.  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımı karşılaştırması.

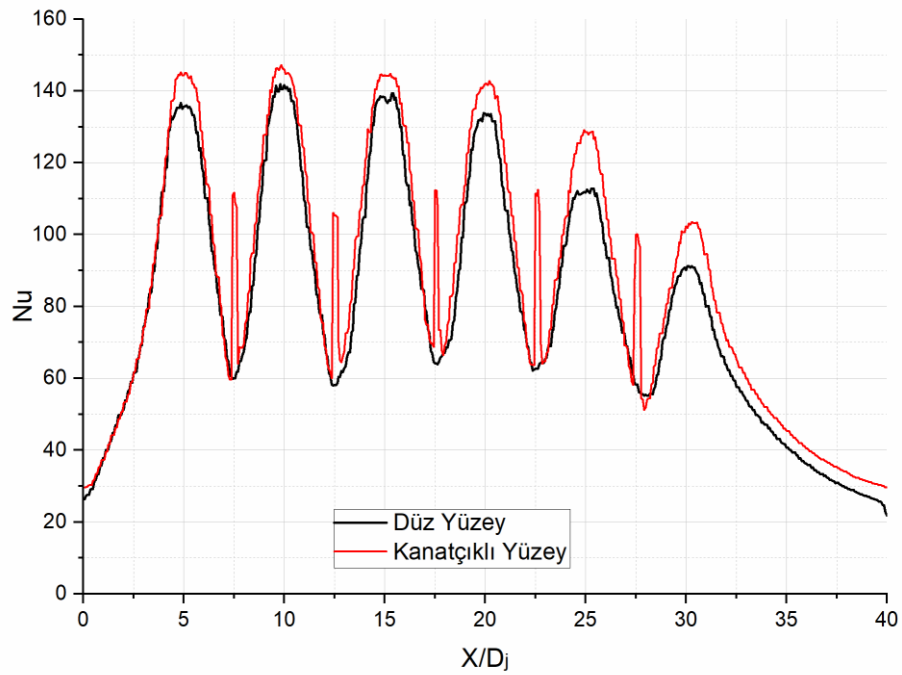
$G_j/D_j=6,0$ 'da düz yüzeyin kanatçıklı yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek olmuştur. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 94,53 iken kanatçıklı yüzeyde %9,70 azalarak 85,36'ye gerilemiştir. Sırasıyla  $G_j/D_j=5,0$ ; 4,0 ve 3,0'de ise yine sonuçlar birbirine çok yakın olmuştur. Bununla birlikte kanatçıklı yüzeylerin yerel  $Nu$  sayısının düz yüzeye göre az bir farkla daha yüksek olduğu görülmektedir. Örneğin  $G_j/D_j=5,0$ 'de ve  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 99,62 iken kanatçıklı yüzeyde %5,07 artarak 104,94'e,  $G_j/D_j=4,0$ 'ün  $X/D_j=15$ 'inde düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 111,79 iken kanatçıklı yüzeyde %1,21 artarak 113,16'e,  $G_j/D_j=3,0$ 'ün  $X/D_j=15$ 'inde düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 114,84 iken kanatçıklı yüzeyde %2,09 artarak 117,29'a yükselmiştir.  $G_j/D_j=2,0$  ve 1,0'de ise  $G_j/D_j=1,0$ 'de olduğu gibi



$G_j/D_j=1,0$ 'in son iki jetin etki ettiği yüzey haricinde düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüeyden yüksek olduğu görülmüştür.

#### 5.3.4. $Re=32500$ İçin Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 5.24.'de  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin üzerinde  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırması gösterilmiştir.



Şekil 5.24.  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımı karşılaştırması.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  dağılımı birbirine çok yakındır. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 106,67 iken kanatçıklı yüzeyde %0,54 artarak 107,25'e çıkmıştır. Benzer durum  $G_j/D_j=5,0$ 'de de tespit edilmiştir. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 125,22 iken kanatçıklı yüzeyde %0,89 artarak 126,34'e çıkmıştır.

Nozul boşluğu  $G_j/D_j=4,0$ 'de ise kanatçıkların yüzeye yerleştirildiği bölgeler haricinde düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden daha yüksek olmuştur. Örneğin,

$X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 146,35 iken kanatçıklı yüzeyde %7,45 azalarak 135,44'e inmiştir. Bu durum özellikle  $G_j/D_j=2,0$ 'de daha belirgin olmuştur. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 182,63 iken kanatçıklı yüzeyde %21,22 azalarak 143,87'e inmiştir. Nozul boşluğu  $G_j/D_j=3,0$  ve  $1,0$ 'de ise sonuçlar birbirine çok yakın olmakla birlikte kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeye göre daha yüksek olmuştur. Örneğin  $G_j/D_j=1,0$ 'de ve  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin  $Nu$  sayısı 139,09 iken kanatçıklı yüzeyde %3,41 artarak 144,00'a çıkmıştır.

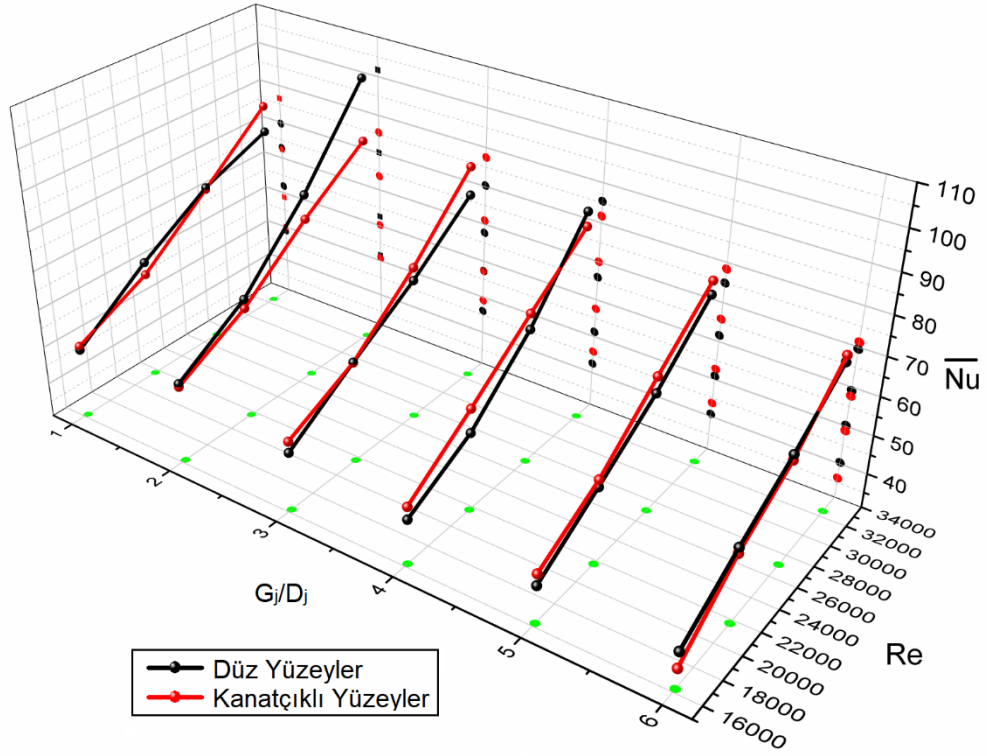
### 5.3.5. Düz ve Kanatçıklı Yüzeylerin Ortalama $Nu$ Sayılarının Karşılaştırılması

Şekil 5.25.'de farklı  $Re$  sayılarında ve nozul boşluklarında düz yüzeylerle kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları karşılaştırılmıştır.

$Re=16250$  için ve  $G_j/D_j$  sırasıyla 1,0; 3,0; 4,0; ve 5,0'de kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları düz yüzeylerden daha yüksek olduğu görülmektedir. Örneğin  $G_j/D_j=4,0$ 'de düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 52,54 iken kanatçıklı yüzeyin %7,21 artarak 45,85'e yükselmiştir.  $G_j/D_j$  sırasıyla 2 ve 6'da ise düz yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin  $G_j/D_j=6,0$ 'da kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 36,21 iken düz yüzeyin %10,38 artarak 40,40'a yükselmiştir.

$Re=21700$  için ve  $G_j/D_j$  sırasıyla 4,0 ve 5,0'de kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları düz yüzeylerden daha yüksek olduğu görülmektedir. Örneğin  $G_j/D_j=4,0$ 'de düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 51,32 iken kanatçıklı yüzeyin %10,81 artarak 57,54'e yükselmiştir.  $G_j/D_j$  sırasıyla 1,0; 2,0; 3,0 ve 6,0'da ise düz yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin  $G_j/D_j=6,0$ 'da kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 48,74 iken düz yüzeyin %2,97 artarak 50,23'e yükselmiştir.

$Re=27100$  için ve  $G_j/D_j$  sırasıyla 3,0; 4,0 ve 5,0'de kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları düz yüzeylerden daha yüksek olduğu görülmektedir. Örneğin  $G_j/D_j=4,0$ 'de düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 65,98 iken kanatçıklı yüzeyin %5,77 artarak 70,02'ye yükselmiştir.  $G_j/D_j$  sırasıyla 1,0; 2,0 ve 6,0'da ise düz yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin  $G_j/D_j=6,0$ 'da kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 57,74 iken düz yüzeyin %2,44 artarak 59,18'e yükselmiştir.



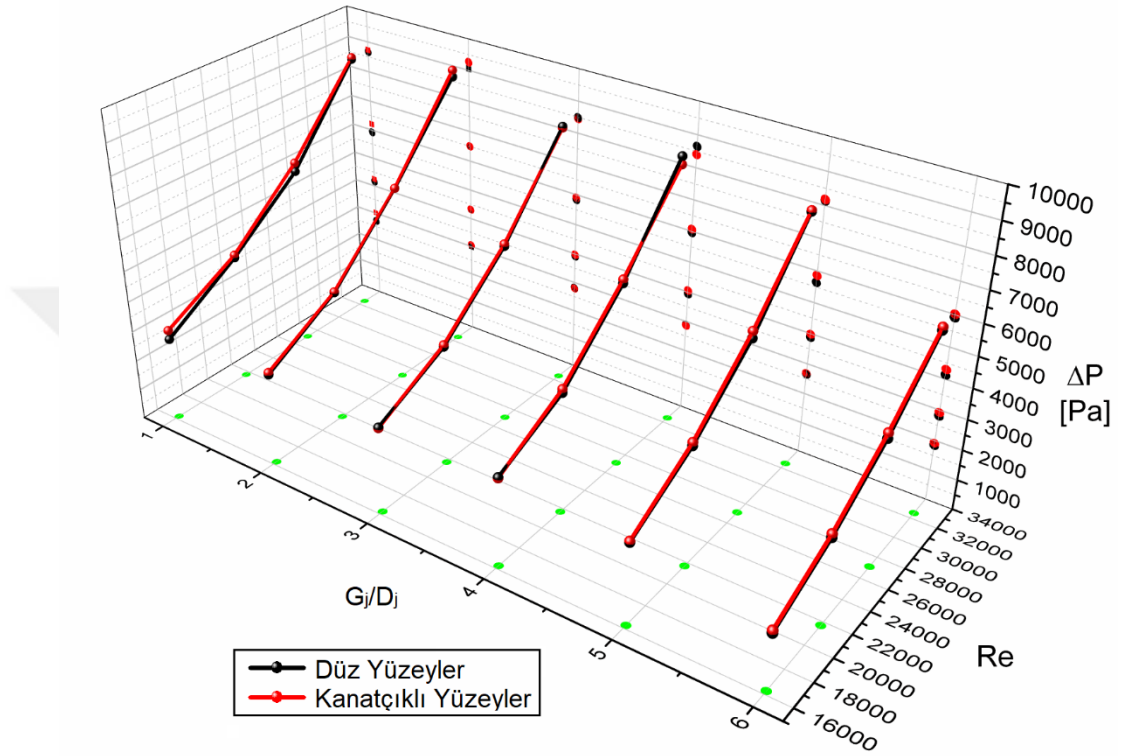
Şekil 5.25. Düz hedef yüzeylerle kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

$Re=32500$  için ve  $G_j/D_j$  sırasıyla 1,0; 3,0; 5,0 ve 6,0'da kanatçıklı yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları düz yüzeylerden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin  $G_j/D_j=3,0$ 'de düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 80,26 iken kanatçıklı yüzeyin %8,28 artarak 87,51'e yükselmiştir.  $G_j/D_j$  sırasıyla 2,0 ve 4,0'de ise düz yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayıları daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Örneğin  $G_j/D_j=2,0$ 'de kanatçıklı yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 85,50 iken düz yüzeyin %15,94 artarak 101,71'e yükselmiştir.

### 5.3.6. Düz ve Kanatçıklı Yüzeylerin Basınç Kaybına Etkisinin Karşılaştırılması

Şekil 5.26.'da düz ve kanatçıklı yüzeylerin basınç kaybına etkileri karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü üzere  $G_j/D_j=3,0$  ve 4,0'ün haricindeki modellerde ve  $Re=16250$  ile  $Re=32500$  jet akışlarında kanatçıklı yüzeylerin basınç kaybı düz yüzeylere göre az bir oranla da daha yüksek olmuştur. Örneğin  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'de kanatçıklı yüzeyin basınç kaybı 2790 Pa iken düz yüzeyde %0,71 artarak 2810'e yükselmiştir.

Benzer şekilde  $G_j/D_j=4,0$ 'de kanatçıklı yüzeyin basınç kaybı 2860 Pa iken düz yüzeyde %0,69 artarak 2880'e yükselmiştir.  $Re=32500$  için de yine  $G_j/D_j=3,0$ 'de kanatçıklı yüzeyin basınç kaybı 8450 Pa iken düz yüzeyde %0,47 artarak 8950'ye yükselmiştir.



Şekil 5.26. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin basınç kaybına etkilerinin karşılaştırılması.

Deney sonuçlarına göre tüm modeller arasında ve akış altında en fazla basınç kaybı  $Re=16250$  için ve  $G_j/D_j=1,0$ 'de tespit edilmiştir. Düz yüzeyin basınç kaybı 2710 Pa iken kanatçıklı yüzeyin %9.97 artarak 3010 Pa'a çıkmıştır.

#### 5.4. PERFORMANS DEĞERLENDİRME KRİTERİ

Deney sonuçlarına göre  $G_j/D_j$ 'nin azalması yerel ve ortalama  $Nu$  sayısını arttırırken aynı zamanda basınç kaybını da arttırdığını göstermiştir. Bu nedenle jet çarpmalı soğutmada jet deliklerinin nozul ile uzatılmasının etkin bir uygulama metodu olup

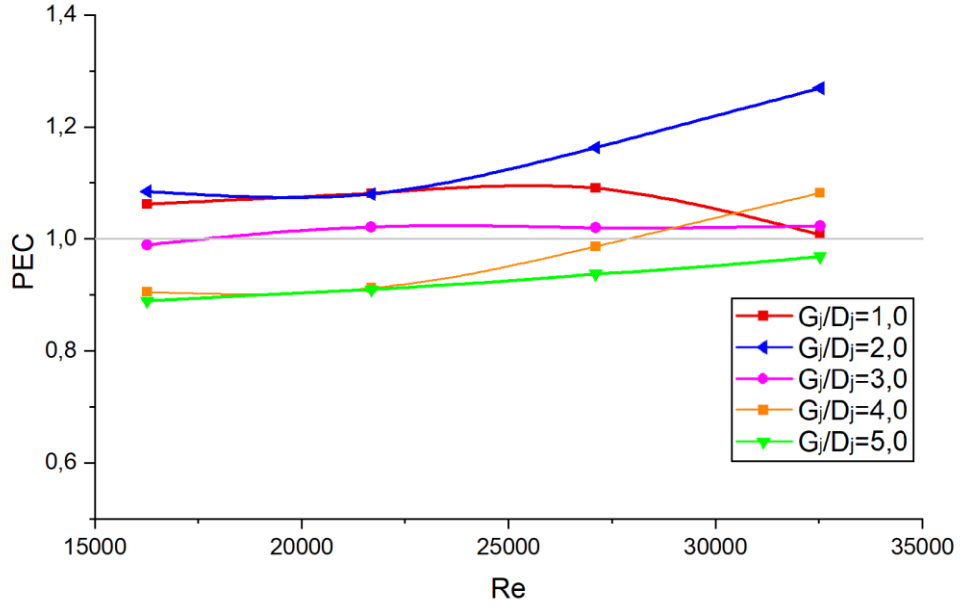
olmadığını belirlemek için PEC incelenmiştir. Bir sistemin termal ve hidrolik özellikleri arasındaki ilişkiyi gösteren PEC aşağıdaki gibi hesaplanır [125,126]

$$PEC = \left( \frac{\bar{h}_n}{\bar{h}_0} \right) / \left( \frac{\Delta P_n}{\Delta P_0} \right)^{1/3} \quad (5.1)$$

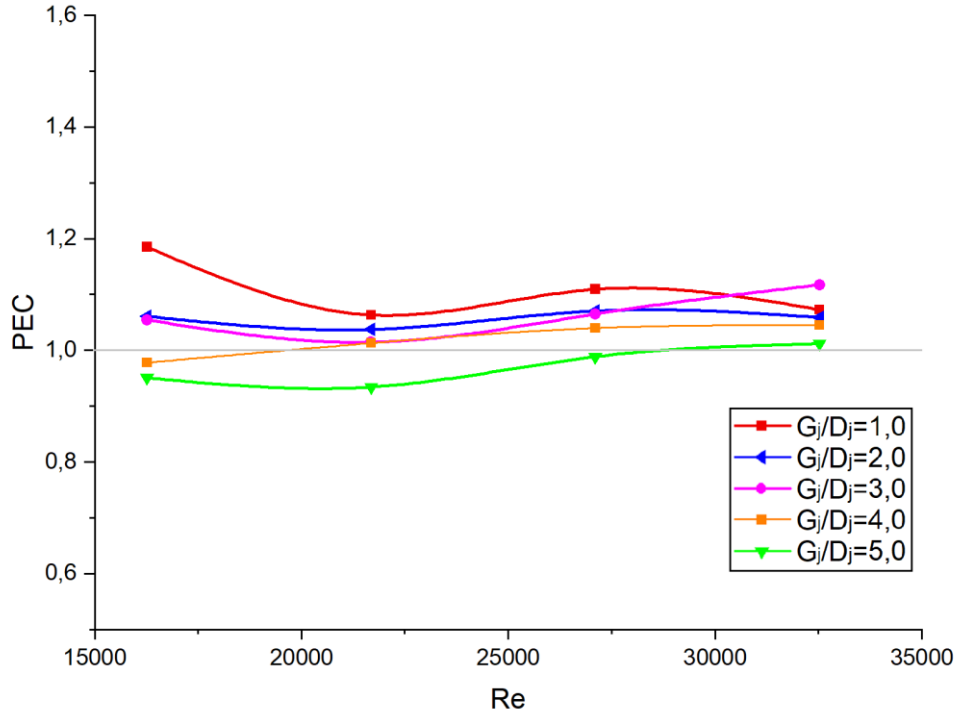
Burada  $\bar{h}_n$  nozullu jet çarpmalı soğutmanın hedef yüzeyi üzerindeki ortalama taşınım ısı transferi katsayısını,  $\bar{h}_0$  nozulsuz ( $G_j/D_j=6,0$ ) jet çarpmalı soğutmanın hedef yüzeyi üzerindeki ortalama taşınım ısı transferi katsayısını,  $\Delta P_n$  nozullu jet çarpmalı soğutma sisteminin basınç kaybını ve  $\Delta P_0$  ise nozulsuz jet çarpmalı soğutma sisteminin basınç kaybını ifade etmektedir.

Eğer  $PEC < 1$  olursa ısı transferindeki artış basınç kaybındaki artışa bağlı olarak kompresör işindeki artıştan daha düşük olur ve nozul kullanımı jet çarpmalı soğutma sisteminin performansını düşürür.  $PEC = 1$  olursa, ısı transferindeki artış basınç kaybına bağlı olarak kompresör işindeki artışla aynı olur ve nozul kullanımı jet çarpmalı soğutmanın performansına herhangi bir etkisi olmaz. Eğer  $PEC > 1$  olursa ısı transferindeki artış basınç kaybındaki artışa bağlı olarak kompresör işindeki artıştan daha yüksek olur ve jet deliklerinin nozul ile uzatılması jet çarpmalı soğutma sisteminin performansını artırır. Bu nedenle jet çarpmalı soğutmada jet deliklerinin nozul ile uzatılması pratik uygulamalar için uygulanabilir bir yöntem olduğu değerlendirilir.

Düz yüzeyin performans değerlendirme kriteri Şekil 5.27'de gösterilmiştir.  $Re = 16250$  için  $G_j/D_j = 1,0$  ve  $2,0$ ;  $Re = 21700$  ile  $Re = 27100$  için  $G_j/D_j = 1,0$ ;  $2,0$  ve  $3,0$ ;  $Re = 32500$  için ise  $G_j/D_j = 1,0$ ;  $2,0$ ;  $3,0$  ve  $4,0$  olan test modellerinde PEC 1'den büyük olmuştur. En yüksek PEC değerine  $1,27$  ile  $Re = 32500$ 'de ve  $G_j/D_j = 2,0$  olan nozul boşluğunda elde edilmiştir. PEC değerlerine bakıldığında jet deliklerinin nozul ile uzatılmasının düz yüzeyli jet çarpmalı soğutma sisteminin performansını arttırdığı ve makul ve uygulanabilir bir yöntem olduğu görülmüştür.



Şekil 5.27.  $G_j/D_j$ 'nin düz hedef yüzeyde performans değerlendirme kriteri.



Şekil 5.28.  $G_j/D_j$ 'nin kanatçıklı hedef yüzeyde performans değerlendirme kriteri.

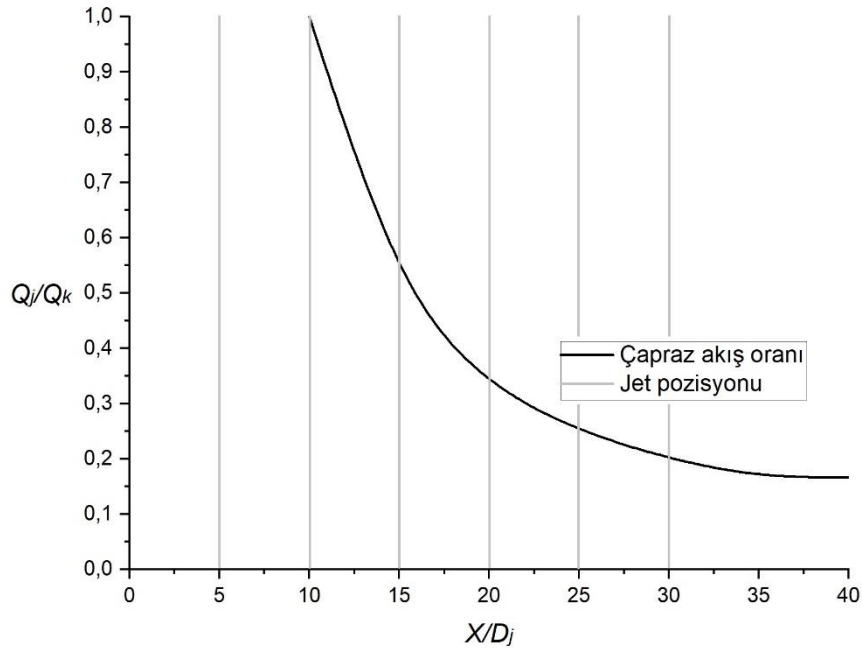
Kanatçıklı yüzeyin performans değerlendirme kriteri Şekil 5.28'de gösterilmiştir.  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=4,0$  ve  $5,0$ ;  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=5,0$  ve  $Re=27100$  için ise  $G_j/D_j=5,0$  haricinde tüm test modellerinde PEC 1'den büyük olmuştur. En yüksek PEC değerine

1,11 ile  $Re=27100$ 'de ve  $G_j/D_j=1,0$  olan nozul boşluğunda elde edilmiştir. Jet deliklerinin nozul ile uzatılmasının kanatçıklı yüzeyde jet çarpmalı soğutma sisteminin performansını arttırdığı ve düz yüzeyde olduğu gibi makul ve uygulanabilir bir yöntem olduğu görülmüştür.

Düz yüzeyin ve kanatçıklı yüzeyin PEC değerleri karşılaştırıldığında ise jet deliklerinin nozul ile uzatılması düz yüzeyli jet çarpmalı sistemin performansını kanatçıklı yüzeye göre daha fazla arttırdığı değerlendirilebilir.

### 5.5. TEK SIRALI JET DÜZENİNDE KANAL İÇERİSİNDEKİ ÇAPRAZ AKIŞ ORANI

Şekil 5.29'da jet deliklerindeki debinin ( $Q_j$ ) kanal içerisindeki debiye oranı ( $Q_k$ ) (çapraz akış debisine) gösterilmiştir.



Şekil 5.29. Çapraz akış oranının değişimi.

Tek sıralı olarak konumlandırılan jet çarpmalı soğutma sisteminde akış yönüne göre ilk jetten yüzeye çarpan jet akışı kanal içerisinde çapraz akışla karşılaşmaz. İkinci jet ise kendisinden önceki jetin debisinin oluşturduğu çapraz akışla karşılaşır. Kanal

içerisinde tahliye yönüne doğru ilerledikçe çapraz akış oranı sonraki jetlerin debisinin birleşimi ile artar. Buna göre ilk jetin debisinin kanal içerisindeki çapraz akışa oranı sonsuz olup tahliye yönüne doğru sonraki jetlerin debisinin kanal içerisindeki çapraz akış debisine oranı giderek azalmış olur.  $G_j/D_j$  oranının düşmesi ise geleneksel jet çarpmalı sisteme göre ( $G_j/D_j=6,0$ ) son jetlerin ısı transfer oranını arttırdığı deney sonuçlarından da görülmektedir.





## BÖLÜM 6

### SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

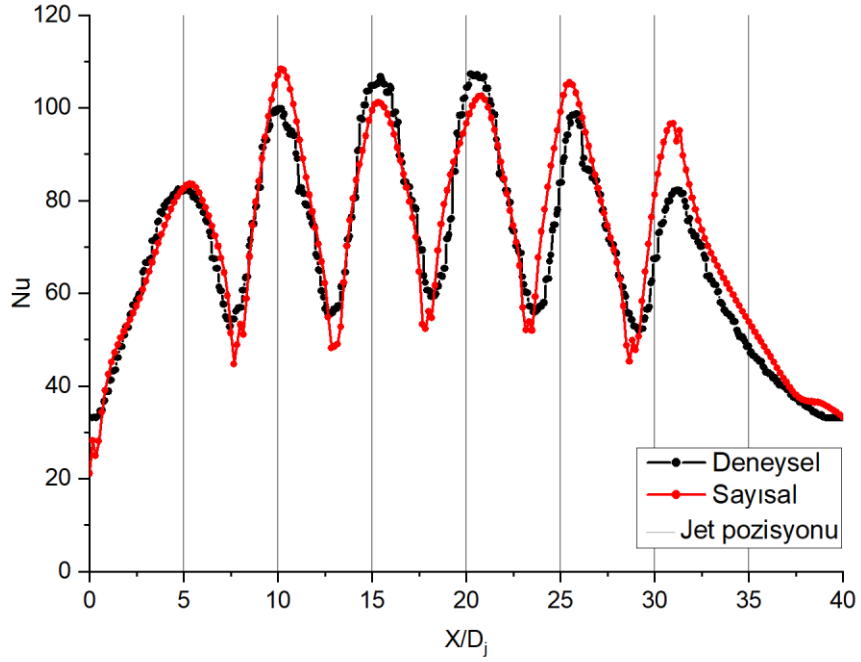
Bu bölümde deney modelleri Ansys FLUENT 19.2 programında modellenmiş ve *HAD* yöntemiyle elde edilen sayısal sonuçlar verilmiştir. Sayısal hesaplamaların doğruluğu, deney sonuçlarından elde edilen verilerle sayısal sonuçlardan elde edilen verilerin karşılaştırılması ile yapılmıştır.

Nozulsuz modellere göre nozullu modellerde nozul boşluğunun yüzey üzerinde yerel *Nu* sayısı dağılımına, yerel ve ortalama *Nu* sayılarına, akış karakteristiklerine ve sistemin basınç kayıplarına etkisi ayrıntılı olarak tartışılmıştır.

#### 6.1. SAYISAL MODELİN DOĞRULUĞU

Sayısal modelin doğruluğu  $Re=32500$  için düz yüzeye sahip nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'nın deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılarak yapılmıştır. Bununla birlikte farklı  $Re$  sayılarında deneysel ortalama *Nu* sayıları ile sayısal ortalama *Nu* sayıları da karşılaştırılmıştır.

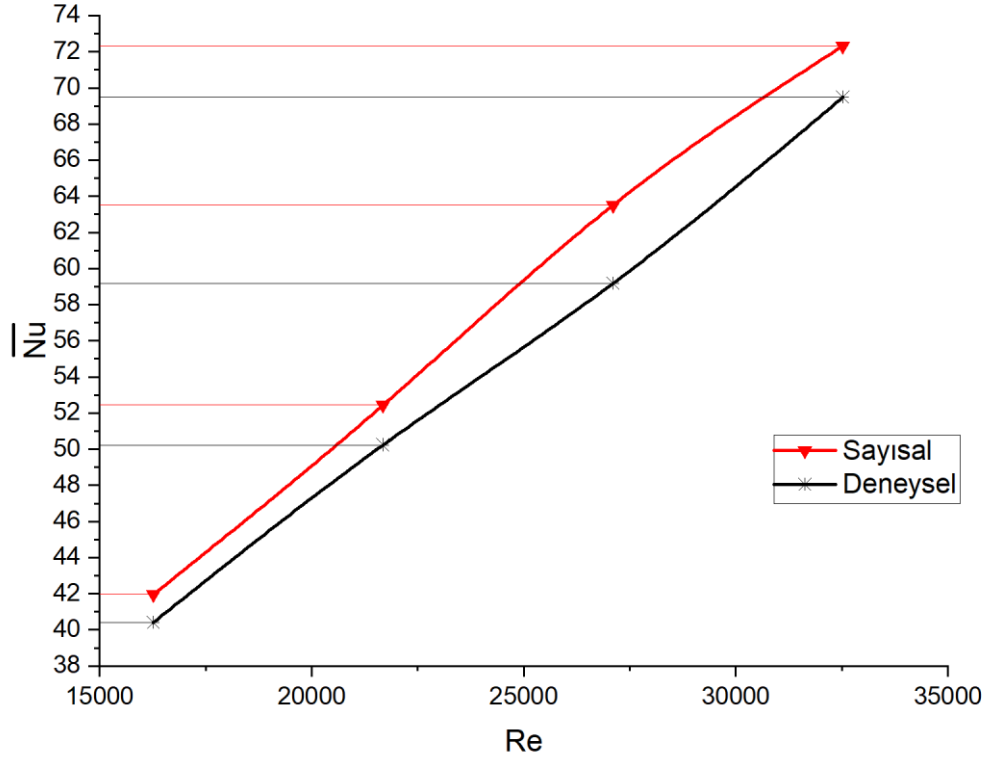
Şekil 6.1.'de yüzey üzerindeki deneysel ve sayısal yerel *Nu* sayısı dağılımları gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere  $X/D_j=7,5$ 'a kadar deneysel yerel *Nu* sayısı dağılımı ile sayısal yerel *Nu* sayısı dağılımı birbirine çok yakın elde edilmiştir.  $X/D_j=10$  ile 11, 23 ile 26 ve 30 ile 36 arası sayısal yerel *Nu* sayısı deneyselden yüksek çözümlenmişken,  $X/D_j=14$  ile 16 ve 20 ile 22 arasında ise sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan daha düşük çözümlenmiştir.  $X/D_j=31$ 'de deneysel yerel *Nu* sayısı 82,04 iken sayısal yerel *Nu* sayısı 96,58 olarak hesaplanmış ve deneyselle sayısal yerel *Nu* sayısı dağılımında en fazla fark %15,04 olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.1.  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=6,0$ 'nın deneysel yerel  $Nu$  sayısı dağılımının sayısal yerel  $Nu$  sayısı dağılımıyla karşılaştırılması.

Şekil 6.2.'de farklı  $Re$  sayılarında deneysel ortalama  $Nu$  sayısı ile sayısal ortalama  $Nu$  sayıları karşılaştırılmıştır.  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 40,40 iken sayısal ortalama  $Nu$  sayısı 41,95 olarak %3,65 daha yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 50,23 iken sayısal ortalama  $Nu$  sayısı 52,45 olarak %4,23 daha yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 59,18 iken sayısal ortalama  $Nu$  sayısı 63,51 olarak %6,82 daha yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 69,48 iken sayısal ortalama  $Nu$  sayısı 72,32 olarak %3,93 daha yüksek hesaplanmıştır.

Sayısal sonuçlarla deneysel sonuçların karşılaştırılması sonucunda deneyselle sayısal sonuçlar arasında en fazla fark yerel  $Nu$  sayısı dağılımında %15,04, ortalama  $Nu$  sayıları arasında ise %6,82 olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlara bakıldığında Ansys FLUENT 19.2'de oluşturulan modelden elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlara yakın sonuçlar vereceği düşünüldüğünden bu çalışmanın sayısal hesaplamaları bu model üzerinden yapılmıştır.

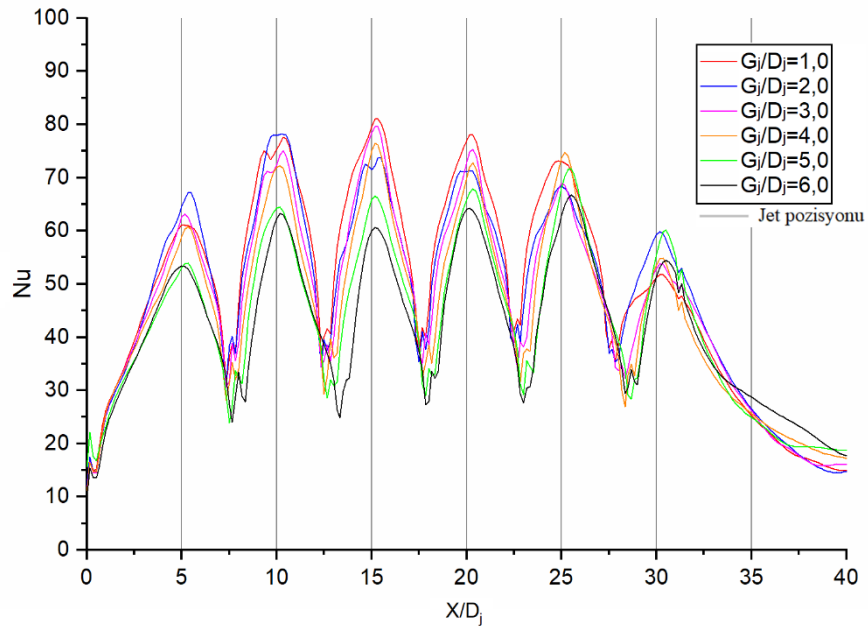


Şekil 6.2. Deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

## 6.2. DÜZ YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

### 6.2.1. $Re=16250$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

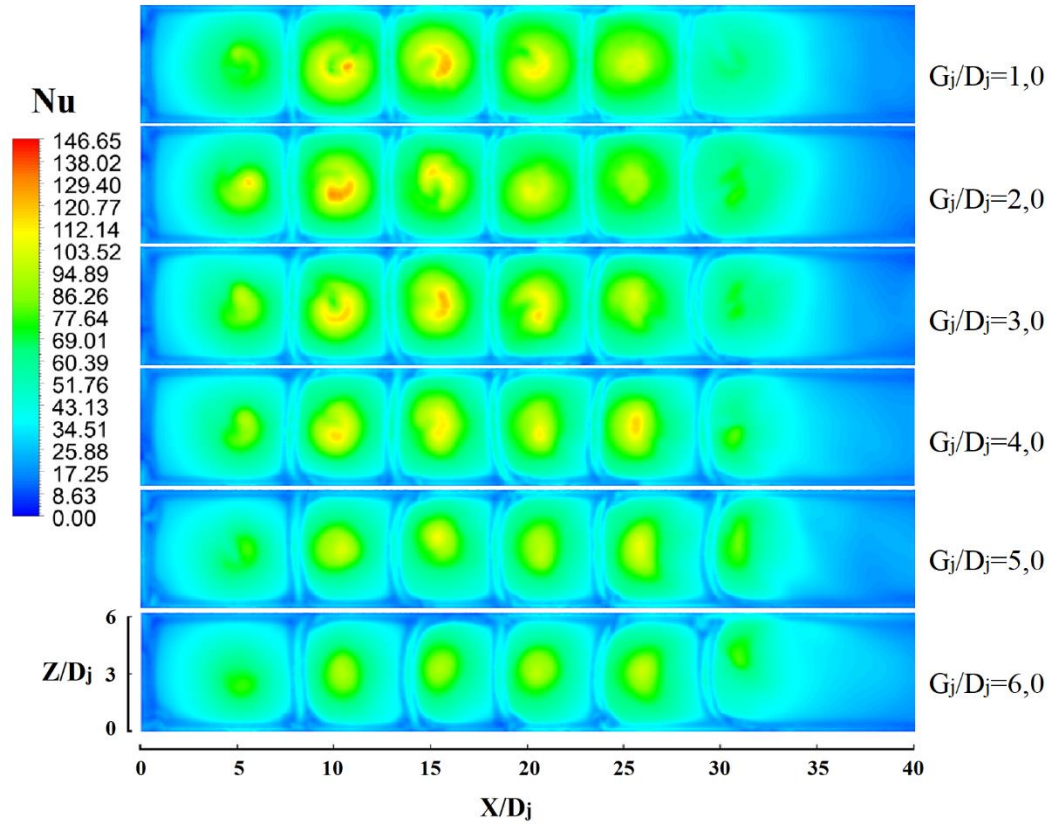
Şekil 6.3.'de akış doğrultusunda düz yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere yüzey üzerinde en düşük yerel  $Nu$  sayısı dağılımı  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülmüştür. Nozul uzunluğunun artması yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır.  $X/D_j=10$ 'a kadar yüzey üzerinde en yüksek yerel  $Nu$  sayısına  $G_j/D_j=2$ 'de ulaşılmıştır. Örneğin,  $X/D_j=5$ 'de  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 53,45 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %12,45 artarak 61,05'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$  ile 25 arasında en yüksek yerel  $Nu$  sayısına  $G_j/D_j=1,0$ 'de ulaşılmıştır. Örneğin,  $X/D_j=15$ 'de  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 60,03 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %24,61 artarak 79,63'e yükselmiştir. Son jetin etki ettiği bölge olan  $X/D_j=27$  ile 34 arasında ise en yüksek yerel  $Nu$  sayısına yine  $G_j/D_j=2,0$ 'de ulaşılmıştır. Örneğin  $X/D_j=30$ 'da  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 51,41 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %13,35 artarak 59,33'e yükselmiştir.



Şekil 6.3.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Şekil 6.4.'de  $Re=16250$  için düz yüzey üzerinde farklı nozul uzunluklarının yerel  $Nu$  sayısına etkisi gösterilmiştir. Deneysel sonuçlarda olduğu gibi sayısal sonuçlar da çapraz akışın son jetlerin etki ettiği yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını olumsuz etkilediği tespit edilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere nozul uzunluğunun artması hedef yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. Bununla birlikte yüzey üzerinde oluşan çapraz akış, jetin etki ettiği bölgede en yüksek yerel  $Nu$  sayısının olduğu noktayı akış yönüne doğru kaydırmaktadır. Bu durum nozul uzunluğunun kısılmasıyla daha da artmaktadır.

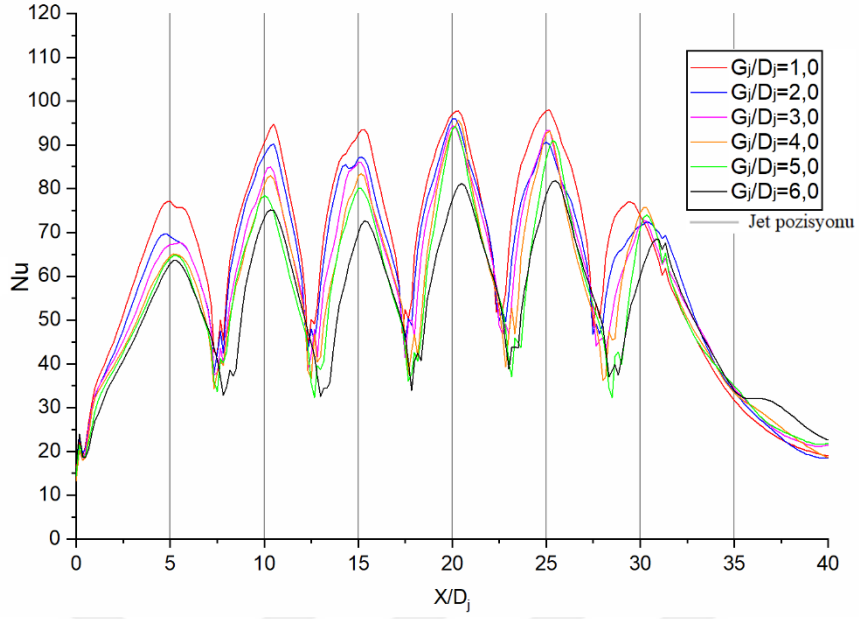
Jet çarpmalı soğutmada jet plakası ile hedef yüzey arasındaki boşluğun kısılmasıyla veya jet hızının artmasıyla hedef yüzey üzerinde durgun bölge oluşmaktadır. Şekil 6.4.'den de görüldüğü üzere  $G_j/D_j$  mesafesinin 3,0'un altına düşmesiyle birlikte hedef yüzey üzerinde durgun bölgeyi daha belirgin hale getirmiştir.



Şekil 6.4.  $Re=16250$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

### 6.2.2. $Re=21700$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

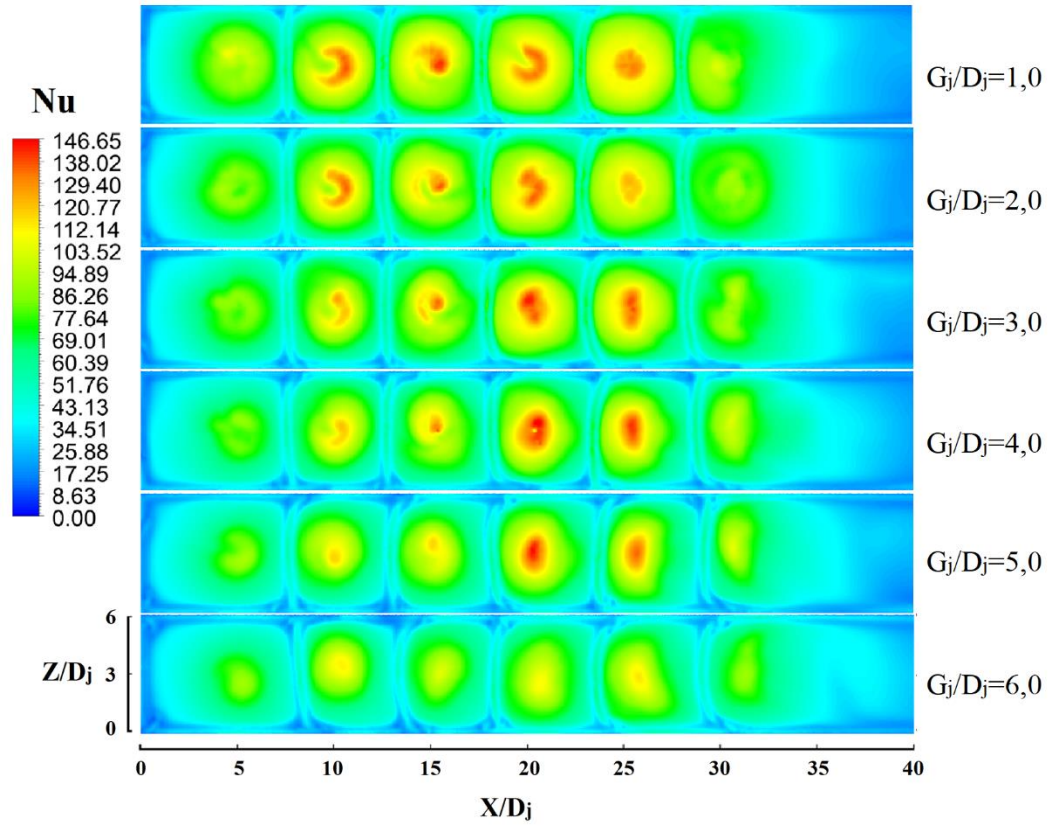
Şekil 6.5.'de  $Re=21700$  için akış doğrultusunda düz yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere yüzey üzerinde en düşük yerel  $Nu$  sayısı dağılımı nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülmüştür  $G_j/D_j$ 'nin azalması yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. En yüksek yerel  $Nu$  sayısına  $G_j/D_j=1,0$ 'de ulaşılmıştır. Jet bölgelerine bakıldığında yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranları sırasıyla  $X/D_j=5$ 'de %9,00;  $X/D_j=10$ 'da %16,35;  $X/D_j=15$ 'de %19,63;  $X/D_j=20$ 'de % 19,03;  $X/D_j=25$ 'de %13,26 ve son jetin etki ettiği bölge olan  $X/D_j=30$ 'da % 16,00 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 6.5.  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. 60

Şekil 6.6.'da yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayılarının dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul uzunluğunun artması yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısını da arttırmıştır. Bununla birlikte hem Şekil 6.5.'de hem de Şekil 6.6.'da görüleceği gibi, çapraz akış, jetin hedef yüzey üzerinde çarptığı bölgeyi akış yönüne doğru kaydırmıştır. Kaymalar ilk jetten akış yönüne doğru ilerledikçe çapraz akış oranının artmasıyla daha belirgin hale gelmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin yüksek değerlerinde kaymalarda daha fazla olmuşken  $G_j/D_j$ 'nin azalması kaymaları en aza indirmiştir.

$G_j/D_j=6,0$  ve  $5,0$ 'de jet profilinin tam geliştiği ve yüzey üzerinde durgun bölgenin oluşmadığı söylenebilir.  $G_j/D_j=4,0$ 'ün altına inmesiyle hedef yüzey üzerinde jetin etki ettiği alan üzerinde durgun bölgenin alanında artış gözlemlenmiştir. Bunun nedeni azalan  $G_j/D_j$  ile birlikte jet profilinin tam olarak gelişmeden yüzeye çarpmasına bağlanmıştır.

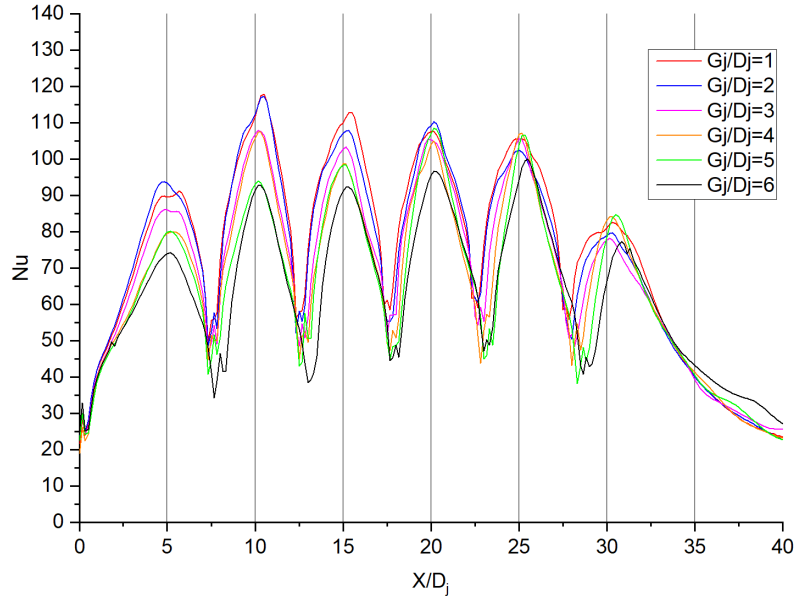


Şekil 6.6.  $Re=21700$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

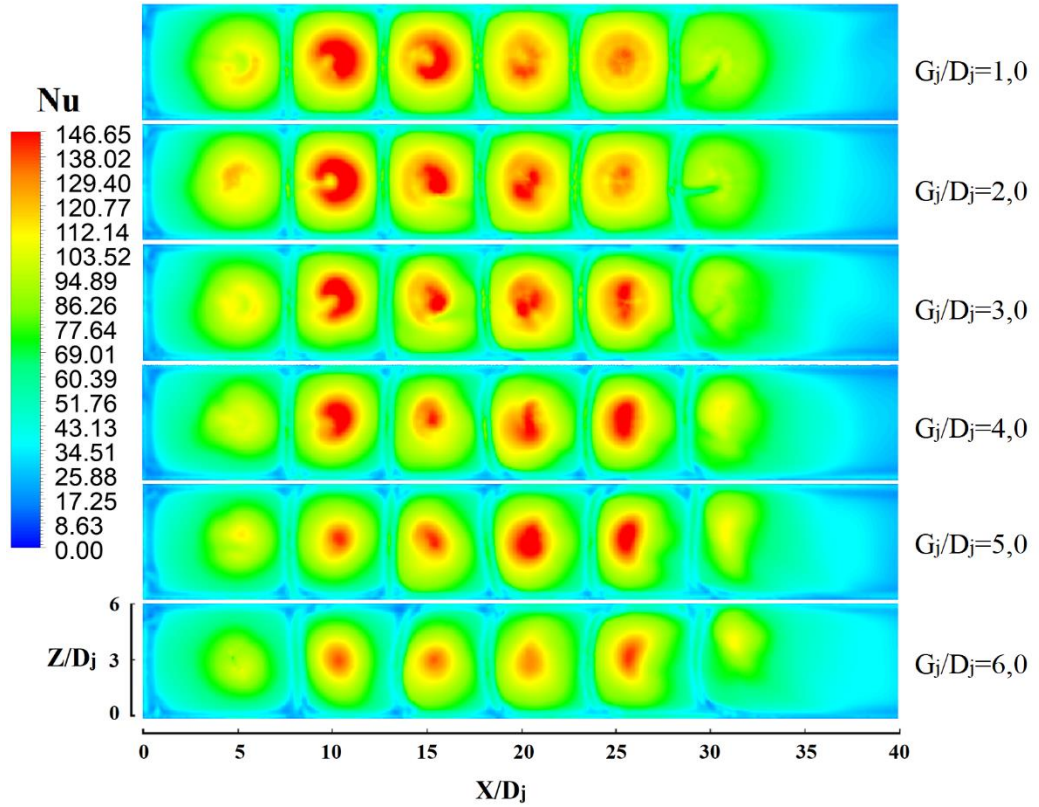
### 6.2.3. $Re=27100$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.7.'de  $Re=27100$  için akış doğrultusunda yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görülebileceği üzere nozulsuz modele göre nozullu modellerde daha yüksek  $Nu$  sayılarına ulaşılmıştır. En yüksek  $Nu$  sayılarına jet konumu olan  $X/D_j=5, 10, 15, 20, 25$  ve  $30$ 'da sırasıyla  $G_j/D_j$  2,0; 2,0; 1,0; 2,0; 4,0 ve 5,0 olan modellerde ulaşılmıştır. Jet bölgelerinde  $X/D_j=5, 10, 15, 20, 25$  ve  $30$ 'da yerel  $Nu$  sayısındaki artış oranları sırasıyla %22,57; %23,17; %20,70; %16,99; %13,36 ve %15,42 olarak tespit edilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere jetin hedef yüzey üzerinde çarptığı bölge çapraz akış nedeniyle akış yönüne doğru kaymıştır. Akış yönüne doğru ilerledikçe ve  $G_j/D_j$  azaldıkça bu etki daha belirgin hale gelmiştir.

Şekil 6.8.'de  $Re=27100$  için hedef yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 6.7.  $Re=27100$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi. 62



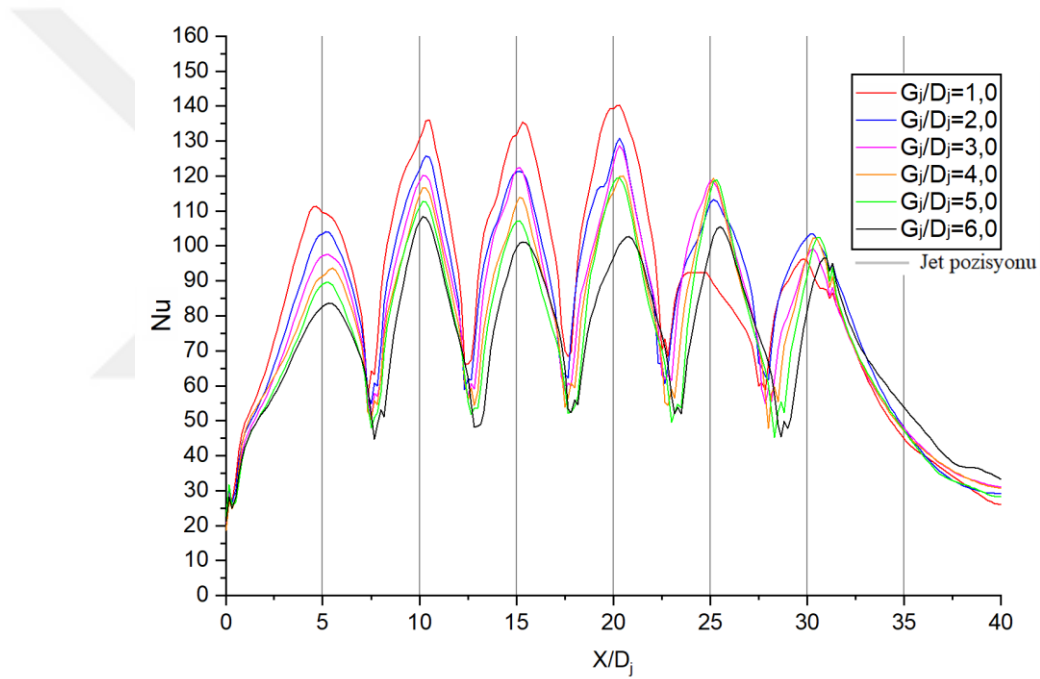
Şekil 6.8.  $Re=27100$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.



Şekilden de görüleceği üzere nozul uzunluğunun artması yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. Nozul uzunluğunun artması jetin çarptığı yüzey üzerinde durgun bölgenin alanını arttırmıştır. Bununla birlikte çapraz akışın yüzey üzerinde jetin çarptığı bölgeyi jet eksenine göre akış yönüne doğru kaydıracağı görülmektedir. Nozul uzunluğunun artması bu kaymayı en aza indirmiştir.

#### 6.2.4. $Re=32500$ için Nozulun Düz Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.9.'da  $Re=32500$  için yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımının verilmiştir.

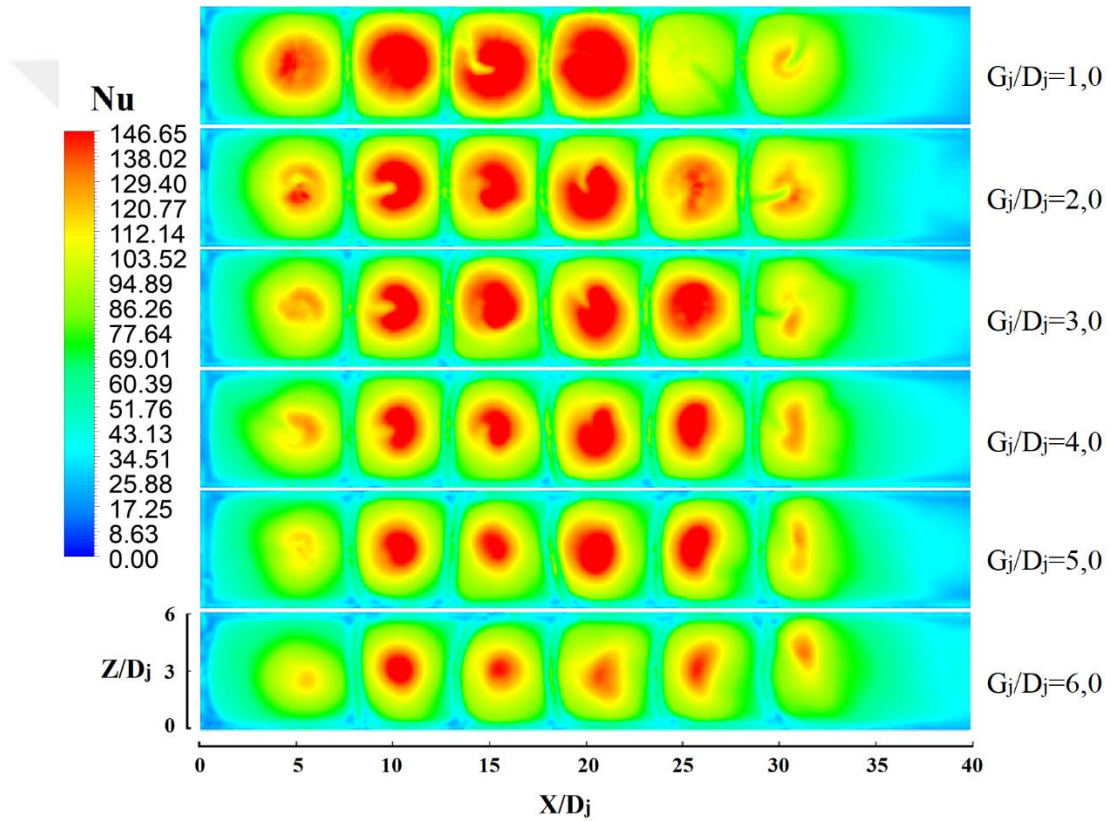


Şekil 6.9.  $Re=32500$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

$X/D_j=22$ 'ye kadar olan alan üzerinde en düşük yerel  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken en yüksek yerel  $Nu$  sayısına ise  $G_j/D_j=1,0$ 'de ulaşılmıştır.  $X/D_j=22$ 'den sonra jetin çarptığı bölge olan  $X/D_j=25$  ve  $30$ 'da sırasıyla  $G_j/D_j=3,0$  ve  $2,0$ 'nin yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek olmuştur. Örneğin,  $X/D_j=20$ 'de  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 96,61 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %30,60 artarak 139,21'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de ise  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 99,15 iken  $G_j/D_j=3,0$ 'de %16,49 artarak 112,28'e yükselmiştir. Son

jetin etki ettiği bölgede ise  $G_j/D_j=6,0$ 'nın yerel  $Nu$  sayısı 81,29 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %20,63 artarak 102,43'e yükselmiştir.

Şekil 6.10.'da yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımları verilmiştir.  $G_j/D_j$  azalması yüzey üzerinde özellikle jetlerin çarptığı bölgede yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. Ancak sayısal hesaplamaların sonucuna göre  $G_j/D_j=3,0$ 'ün altına düşmesiyle birlikte son iki jetin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayıları diğer modellere kıyasla daha düşük olmuştur. Bu durum çapraz akışın jet profile etkilemesine bağlanmıştır.

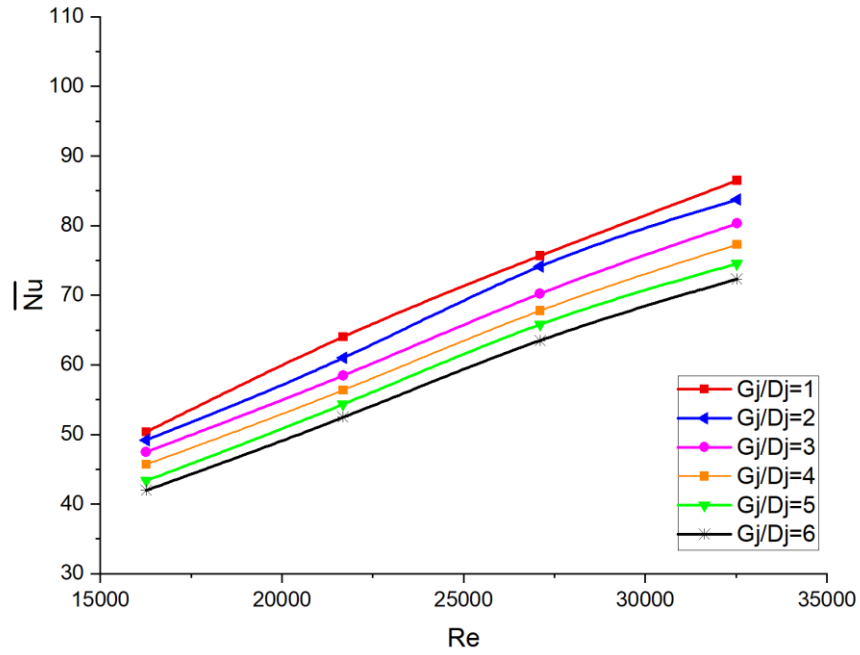


Şekil 6.10.  $Re=32500$  için düz hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

### 6.2.5. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.11.'de düz yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayılarının farklı nozul uzunluklarına göre karşılaştırılmaları verilmiştir. Sayısal sonuçlara göre en düşük ortalama  $Nu$  sayıları tüm  $Re$  sayılarında nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken en yüksek ortalama  $Nu$  sayıları ise yine tüm  $Re$  sayılarında  $G_j/D_j=1,0$ 'de görülmüştür. Örneğin,  $Re=16250$

için en düşük ortalama  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=6,0$ 'da 41,95 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %16,67 artarak 50,34'e,  $Re=21700$  için en düşük ortalama  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=6,0$ 'da 52,45 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %18,05 artarak 64,00'a,  $Re=27100$  için en düşük ortalama  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=6,0$ 'da 63,51 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %16,07 artarak 75,67'ye ve  $Re=32500$  için ise en düşük ortalama  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=6,0$ 'da 72,32 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %16,36 artarak 86,47'ye yükselmiştir.

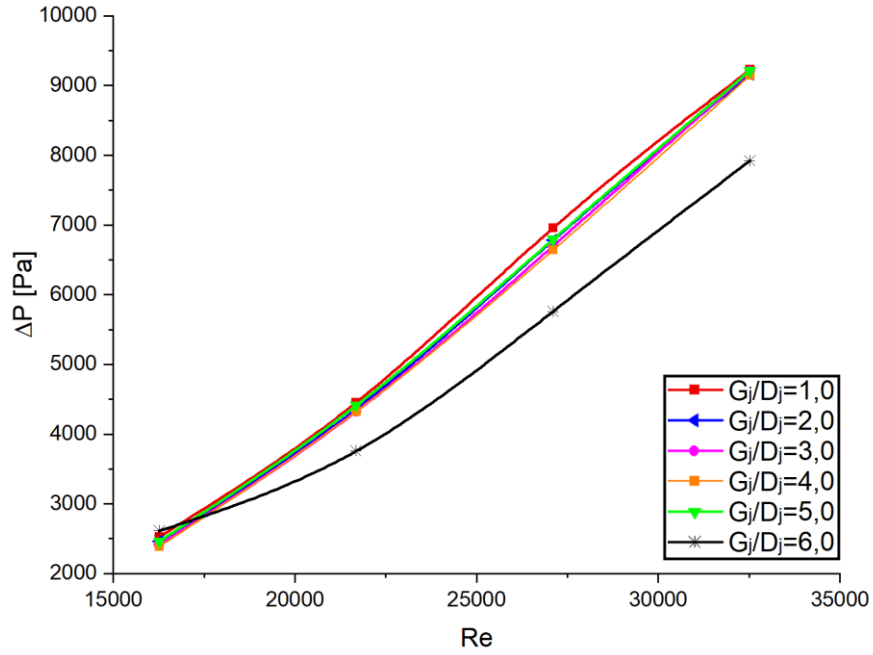


Şekil 6.11. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

### 6.2.6. Düz Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi

Şekil 6.12.'de düz yüzeyde  $Re$  sayısına göre nozul boşluğunun basınç kaybına etkisi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere  $Re=16250$  haricinde deney modelleri içerisinde en düşük basınç kaybı nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'da tespit edilirken en yüksek basınç kaybı ise  $G_j/D_j=1,0$  nozul boşluğu olan modelde görülmüştür. Sayısal hesaplamaların sonucunda  $Re=16250$  için en düşük basınç kaybı 2386,65 Pa ile  $G_j/D_j=4,0$ 'de görülürken  $G_j/D_j=6,0$ 'da basınç kaybı %5,51 artarak 2525,93 Pa'a yükselmiştir.  $Re=21700$  için en düşük basınç kaybı 3756,07 Pa ile  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken  $G_j/D_j=1,0$ 'de basınç kaybı %15,66 artarak 4453,75 Pa'a yükselmiştir.

$Re=27100$  için en düşük basınç kaybı 5761,24 Pa ile  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken  $G_j/D_j=1,0$ 'de basınç kaybı %17,18 artarak 6956,58 Pa'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için ise en düşük basınç kaybı 7924,02 Pa ile  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken  $G_j/D_j=1,0$ 'de basınç kaybı %14,14 artarak 9228,60 Pa'a yükselmiştir.



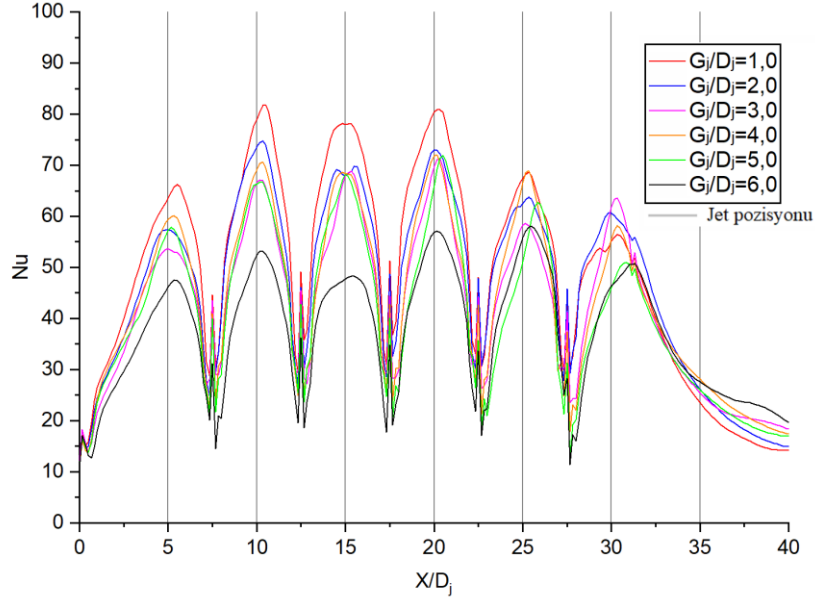
Şekil 6.12. Düz hedef yüzeyde nozul boşluğunun basınç kaybına etkisi.

### 6.3. KANATÇIKLI YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

#### 6.3.1. $Re=16250$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.13.'de  $Re=16250$  için kanatçıklı yüzey üzerinde  $Nu$  sayısının akış boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul uzunluğunun artması yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. En yüksek  $Nu$  sayıları son jetin çarptığı yüzey haricinde  $G_j/D_j=1,0$ 'de görülmüştür. Son jetin çarptığı alan üzerinde ise en yüksek yerel  $Nu$  sayısı  $G_j/D_j=3,0$ 'de görülmüştür. Bununla birlikte kanatçıkların yüzey üzerine yerleştirildiği konum üzerinde düz yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısında ani bir yükseliş ve tekrar düşüş gözlemlenmiştir.

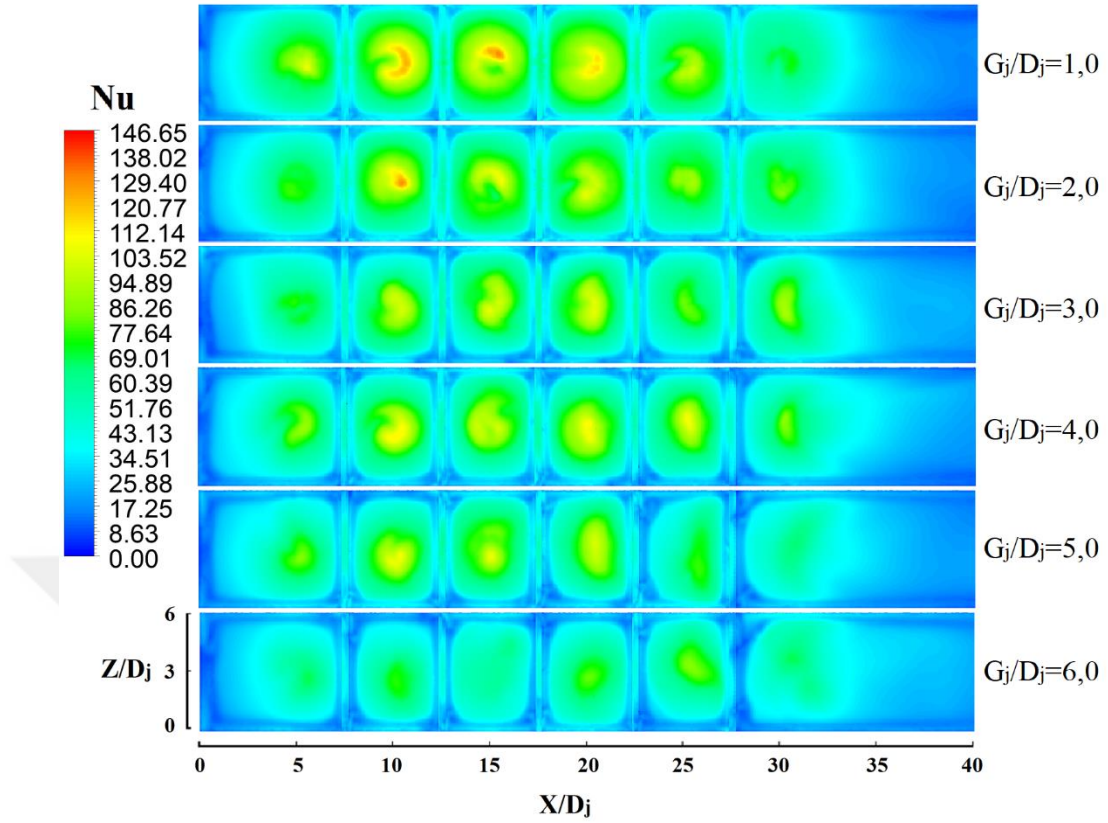
Jetlerin çarptığı konumda nozulsuz modele göre yerel  $Nu$  sayısındaki en yüksek artış oranları,  $X/D_j=5$ 'de %27,25 ile  $G_j/D_j=1,0$ ,  $X/D_j=10$ 'de %33,57 ile  $G_j/D_j=1,0$ ,  $X/D_j=15$ 'de %38,81 ile  $G_j/D_j=1,0$ ,  $X/D_j=20$ 'de %29,37 ile  $G_j/D_j=1,0$ ,  $X/D_j=25$ 'de %17,82 ile  $G_j/D_j=1,0$  ve  $X/D_j=30$ 'da ise %24,97 ile  $G_j/D_j=3,0$  olan modelde tespit edilmiştir.



Şekil 6.13.  $Re=16250$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Şekil 6.14.'de  $Re=16250$  için kanatçıklı yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin azalması yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır.

$G_j/D_j$ 'nin arttıkça kanatçıklardan hemen sonraki yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısında önemli oranda düşüş görülmektedir.  $G_j/D_j$ 'nin azalması birlikte yerel  $Nu$  sayısındaki düşüş azalmıştır. Bunun sonucunda  $G_j/D_j$ 'nin artmasıyla birlikte yüzey üzerinde daha dengeli bir ısı transferinin gerçekleştirildiği söylenebilir.  $G_j/D_j$ 'nin artması  $G_j/D_j=1,0$ 'de belirgin bir şekilde görüldüğü gibi jetin çarptığı yüzey üzerinde durgun bölgenin oluşmasına neden olmuştur.

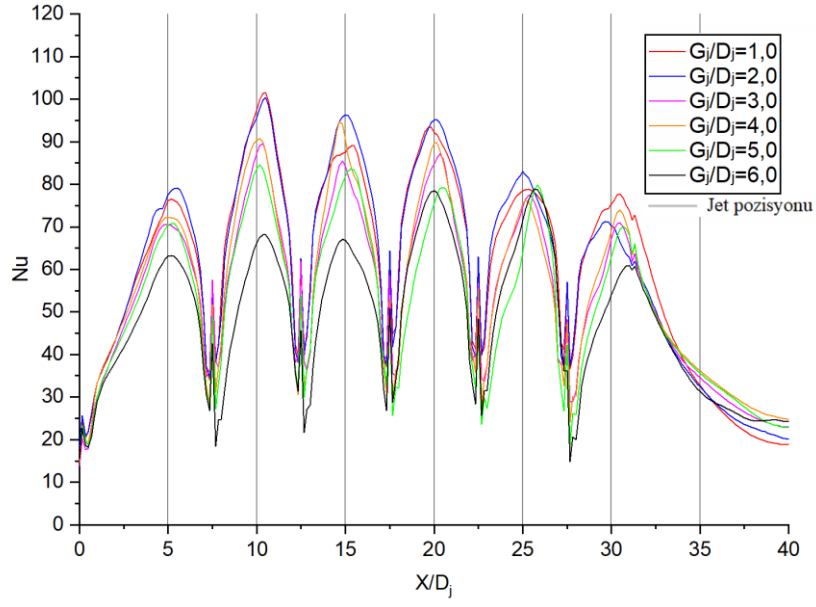


Şekil 6.14.  $Re=16250$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

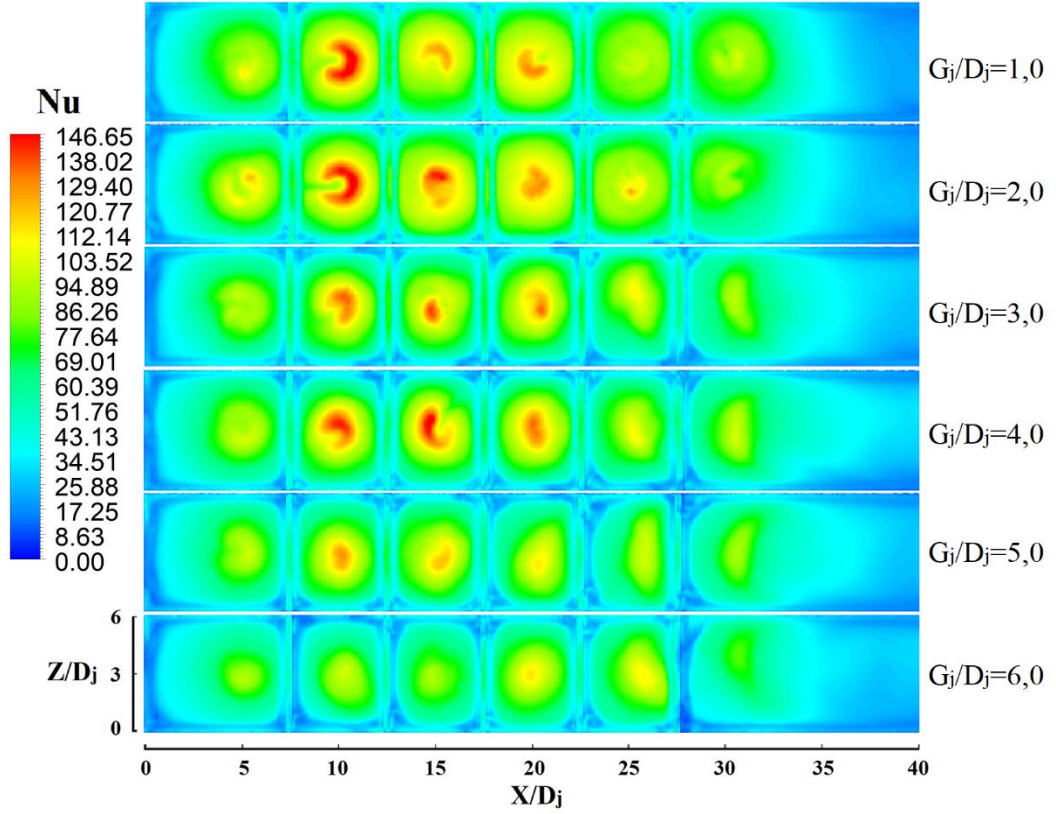
### 6.3.2. $Re=21700$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.15.'de  $Re=21700$  için kanatçıklı yüzey üzerinde akış boyunca yerel  $Nu$  sayısı dağılımı verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozulsuz modele göre  $G_j/D_j$ 'nin artması özellikle jetlerin çarptığı yüzey üzerinde daha yüksek  $Nu$  sayılarına ulaşılmasını sağlamıştır.

$X/D_j=5$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 63,15 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %18,56 artarak 77,53,  $X/D_j=10$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 66,29 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %32,02 artarak 97,51,  $X/D_j=15$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 66,85 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %30,55 artarak 96,26,  $X/D_j=20$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 78,45 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %14,51 artarak 95,10,  $X/D_j=25$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 71,53 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %13,75 artarak 82,93 ve  $X/D_j=30$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 53,90 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %28,50 artarak 75,39 ile en yüksek seviye çıkmıştır.



Şekil 6.15.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



Şekil 6.16.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

Şekil 6.16.'da yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozul boşluğunun kısılması yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. Yüzey üzerine yerleştirilen kanatçıklar, kanatçığin yerleştirildiği alan üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırırken özellikle nozul boşluğunun artmasıyla akış yönüne doğru kanatçığin bitiminden sonraki yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısında önemli ölçüde azalmaya neden olmuştur.

### 6.3.3. $Re=27100$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

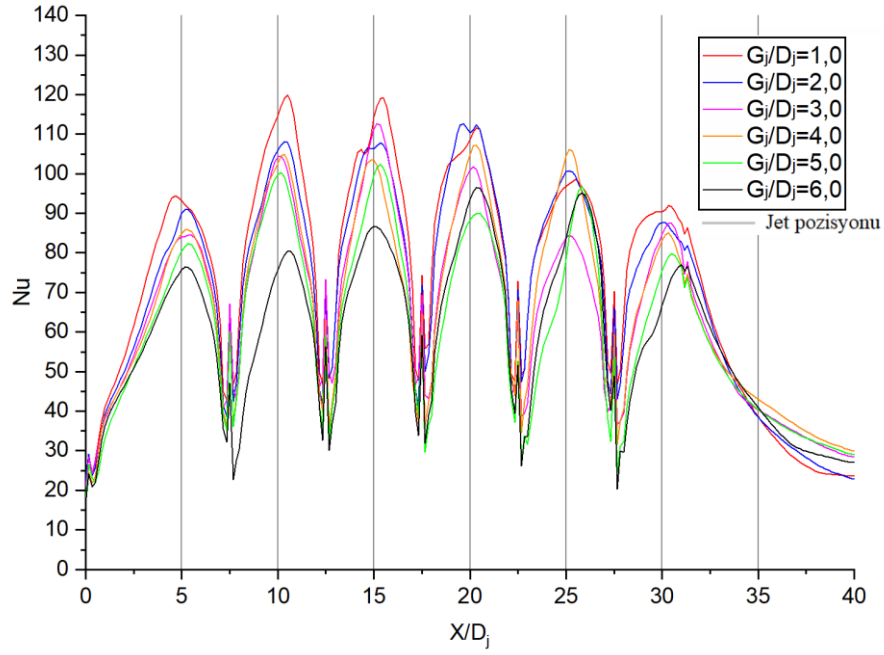
Şekil 6.17.'de  $Re=27100$  için kanatçıklı yüzey üzerinde akış doğrultusunda  $Nu$  sayısının dağılımı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozulsuz modele göre nozul uzunluğunun artması yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır.

$X/D_j=5$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 75,75 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %18,69 artarak 93,15,  $X/D_j=10$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 75,70 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %34,02 artarak 114,73,  $X/D_j=15$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 86,78 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %24,05 artarak 114,25,  $X/D_j=20$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 93,62 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %15,14 artarak 108,7,  $X/D_j=25$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 83,59 iken  $G_j/D_j=4,0$ 'de %19,97 artarak 104,44 ve  $X/D_j=30$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 66,72 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %26,16 artarak 90,35 ile en yüksek değerlere ulaşmıştır,

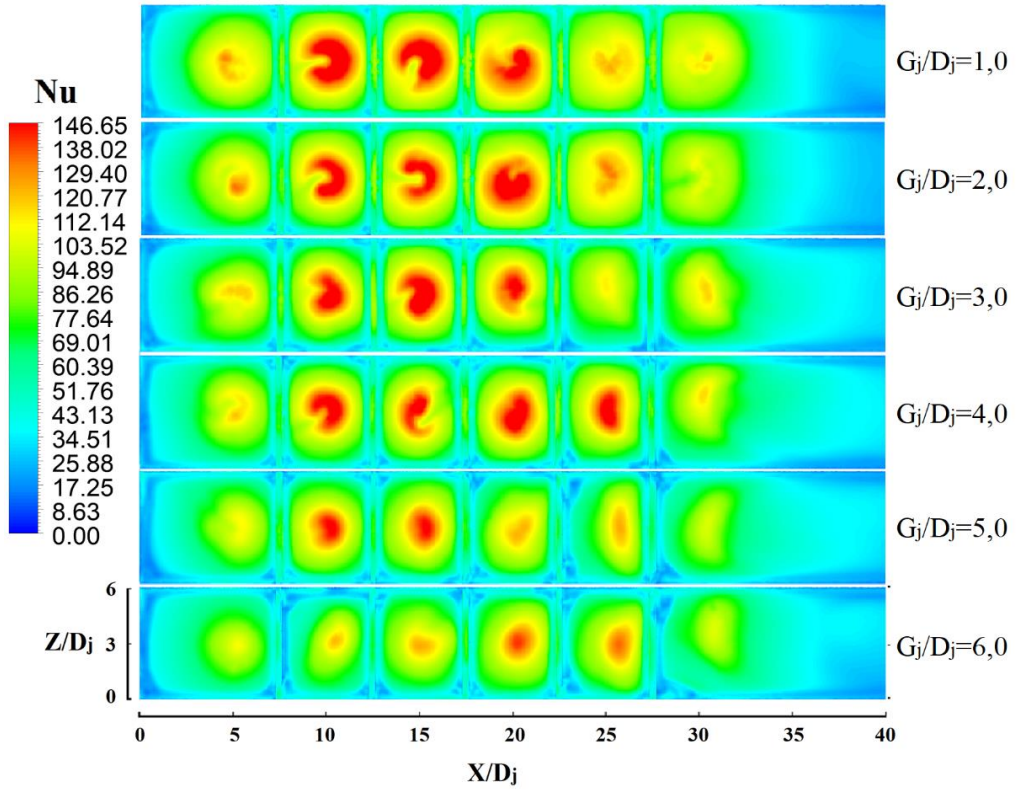
Şekil 6.18.'de yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayısı gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere  $G_j/D_j$ 'nin azalması yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını arttırmıştır. Artan  $Re$  sayısı ile birlikte yüzey üzerinde özellikle  $G_j/D_j=2,0$  ve  $1,0$ 'de jetlerin çarptığı yüzey üzerinde durgun bölgeler oluşmuştur. Bu durum nozul ucu ile hedef yüzeyin akış hızına göre yüzeye çok yakın olmasına ve jet profilinin tam olarak oluşmadan yüzeye çarpmasına bağlanmıştır.

Çapraz akış özellikle nozul boşluğu fazla olan ve nozulsuz olan modellerde jetin çarptığı bölgeyi akış yönüne ve kanatçıklara doğru kaydırmaktadır. Bu durumda hedef yüzey üzerinde kanatçığa yakın bölgede  $z$  yönünde ısı transferinin artmasına neden olmaktadır.





Şekil 6.17.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.



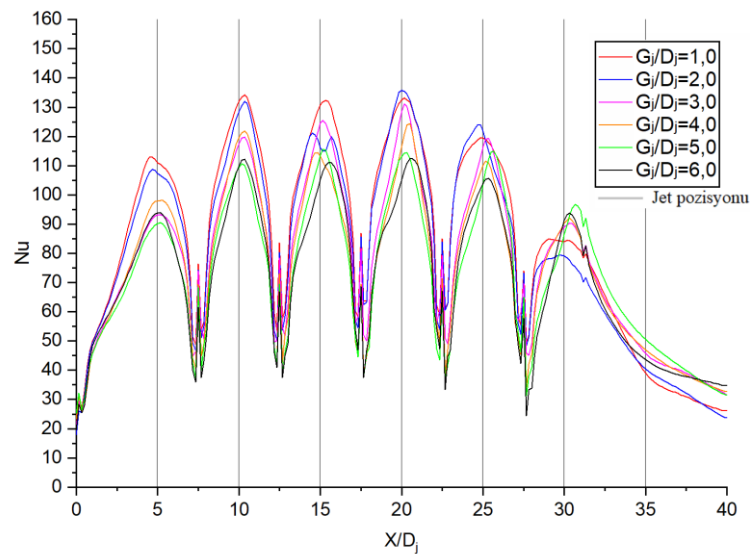
Şekil 6.18.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

Yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi özellikle nozulsuz olan ve nozul boşluğu fazla olan modellerde kanatçıktan sonraki yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını önemli ölçüde düşürmüştür. Nozul uzunluğunun artmasıyla bu durum ortadan kalkmıştır.

#### 6.3.4. $Re=32500$ için Nozulun Kanatçıklı Yüzeyde Yerel $Nu$ Sayısına Etkisi

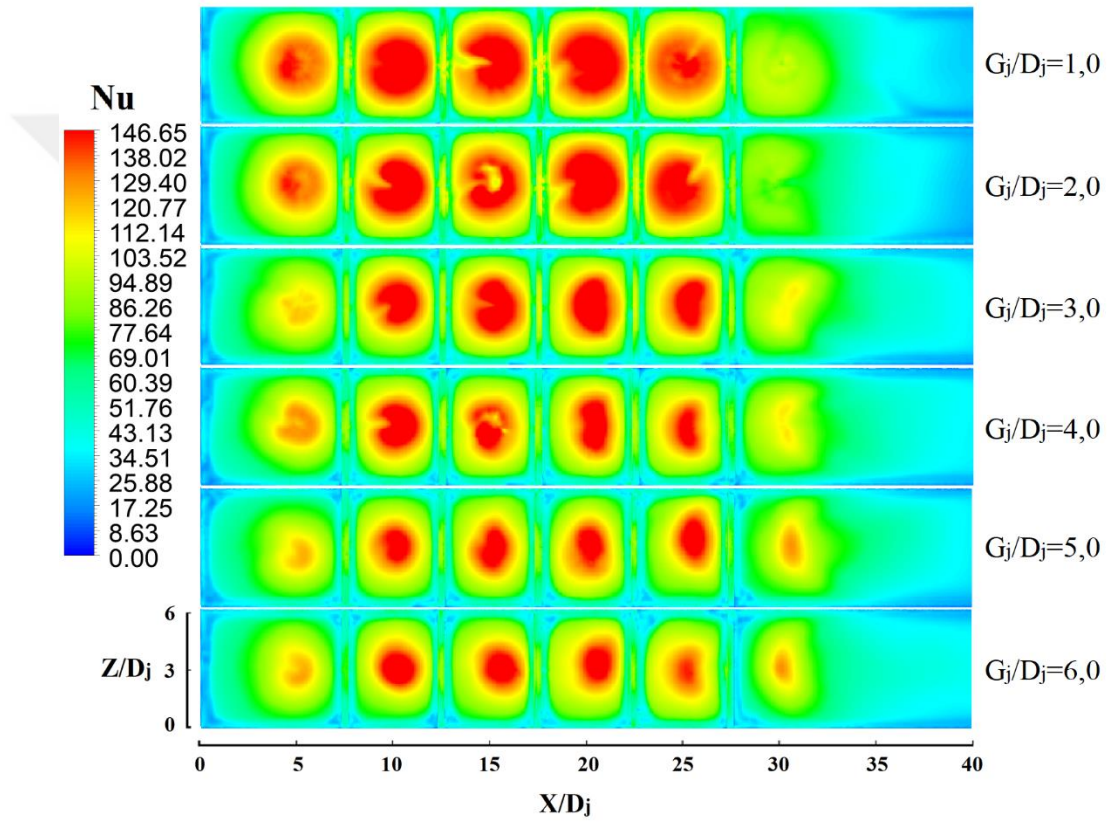
Şekil 6.19.'da  $Re=32500$  için kanatçıklı yüzey üzerinde akış doğrultusunda  $Nu$  sayısındaki değişim gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere nozulsuz modele göre nozul uzunluğunun artması hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının artmasını sağlamıştır.

$X/D_j=5$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 93,82 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %15,52 artarak 111,05'e,  $X/D_j=10$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 109,91 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %16,80 artarak 132,11'e,  $X/D_j=15$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 105,10 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %19,62 artarak 130,76'ya,  $X/D_j=20$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 105,26 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %22,45 artarak 135,10'a,  $X/D_j=25$ 'de nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 103,85 iken  $G_j/D_j=2,0$ 'de %14,78 artarak 121,86'ya ve  $X/D_j=30$ 'da nozulsuz modelin yerel  $Nu$  sayısı 93,06 iken  $G_j/D_j=4,0$ 'de %2,53 artarak 95,47'ye en yüksek değere çıkmıştır.



Şekil 6.19.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusunda değişimi.

Şekil 6.20.'de yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayıları gösterilmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin azalması yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısının artmasını sağlamıştır. Buna karşın  $Re$  sayısının 32500'e çıkmasıyla birlikte  $G_j/D_j$ 'nin azalması son jetin çarptığı yüzeyde nozulsuz modele göre yerel  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuştur. Aynı zamanda nozulsuz modele göre  $G_j/D_j$ 'nin azalmasıyla yüzey üzerinde daha dengeli bir ısı transferinin gerçekleştirildiği söylenebilir. Nozul boşluğu  $G_j/D_j=4,0$ 'ün altına düşmesiyle birlikte yüzey üzerinde jetin yüzeye çarptığı bölgede durgun bölgenin oluştuğu görülmüştür.

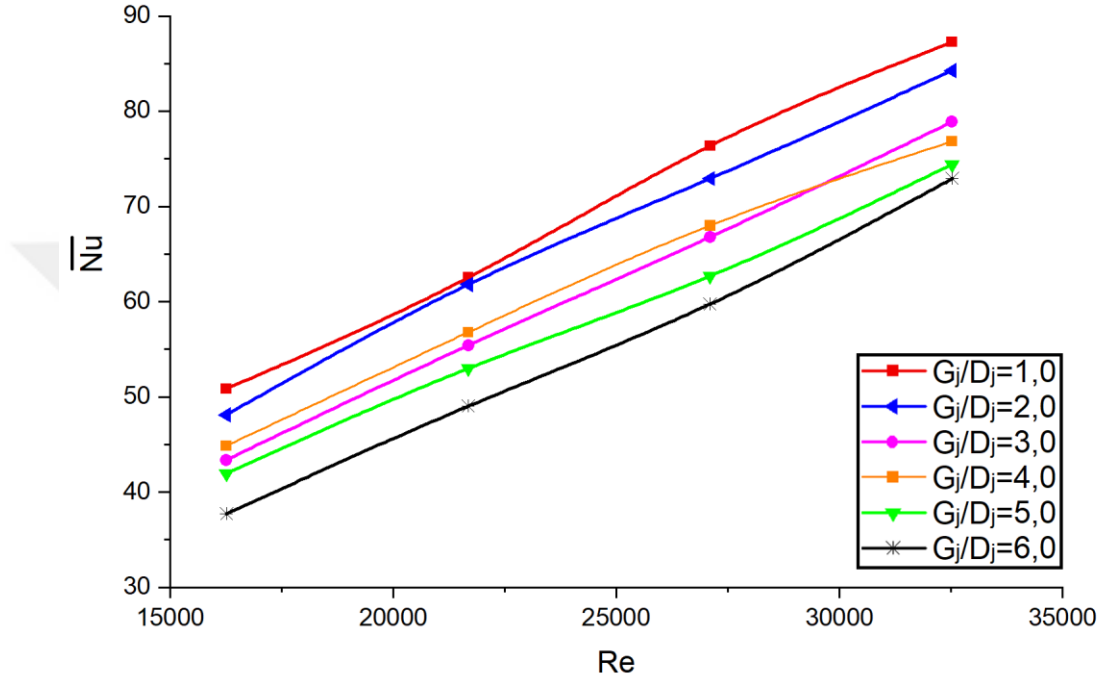


Şekil 6.20.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımı.

### 6.3.5. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Ortalama $Nu$ Sayısına Etkisi

Şekil 6.21.'de kanatçıklı yüzey üzerinde  $Re$  sayısına göre ortalama  $Nu$  sayıları gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere yüzey üzerinde en düşük ortalama  $Nu$  sayısı nozulsuz model olan  $G_j/D_j=6,0$ 'da görülürken en yüksek ortalama  $Nu$  sayısına  $G_j/D_j=1,0$ 'de ulaşılmıştır.

$Re=16250$  için nozulsuz modelin ortalama  $Nu$  sayısı 37,68 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de 50,85 ile %25,89,  $Re=21700$  için nozulsuz modelin ortalama  $Nu$  sayısı 49,00 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de 62,53 ile %21,62,  $Re=27100$  için nozulsuz modelin ortalama  $Nu$  sayısı 59,74 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de 76,34 ile %21,75 ve  $Re=32500$  için nozulsuz modelin ortalama  $Nu$  sayısı 72,91 iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de 87,26 ile %16,45 artmıştır.



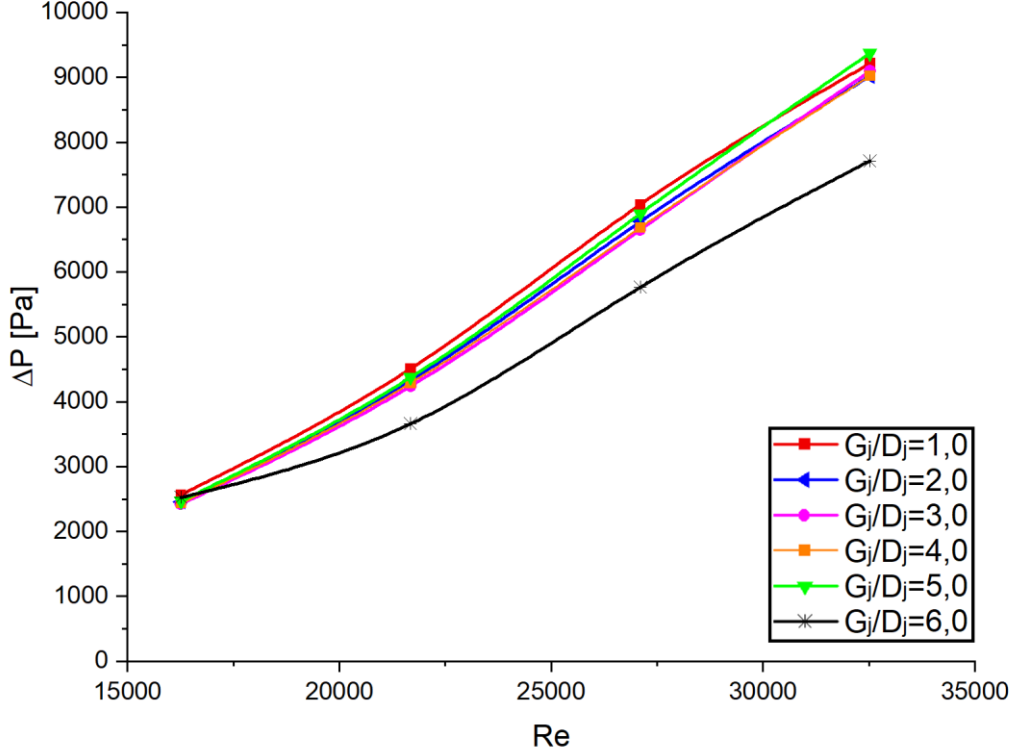
Şekil 6.21. Düz hedef yüzeyler üzerinde nozul boşluğunun ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

### 6.3.6. Kanatçıklı Yüzeyde Nozul Boşluğunun Basınç Kaybına Etkisi

Şekil 6.22.'de kanatçıklı yüzeyde sistemin toplam basınç kayıpları karşılaştırılmıştır. En düşük basınç kaybı nozulsuz modelde görülmüştür. En yüksek basınç kaybı  $Re=27100$ 'e kadar olan akışlarda  $G_j/D_j=1,0$ 'de görülürken  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=5,0$ 'de görülmüştür.

$Re=16250$  için nozulsuz modelin basınç kaybı 2522,76 Pa iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %5,54 artarak 2564,15'e,  $Re=21700$  için nozulsuz modelin basınç kaybı 3659,52 Pa iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %18,85 artarak 4509,57'ye,  $Re=27100$  için nozulsuz modelin basınç kaybı 5763,50 Pa iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %18,11 artarak 7038,30'a ve  $Re=32500$  için

nozulsuz modelin basınç kaybı 7712,26 Pa iken  $G_j/D_j=1,0$ 'de %16,32 artarak 9216,11'e çıkmıştır.



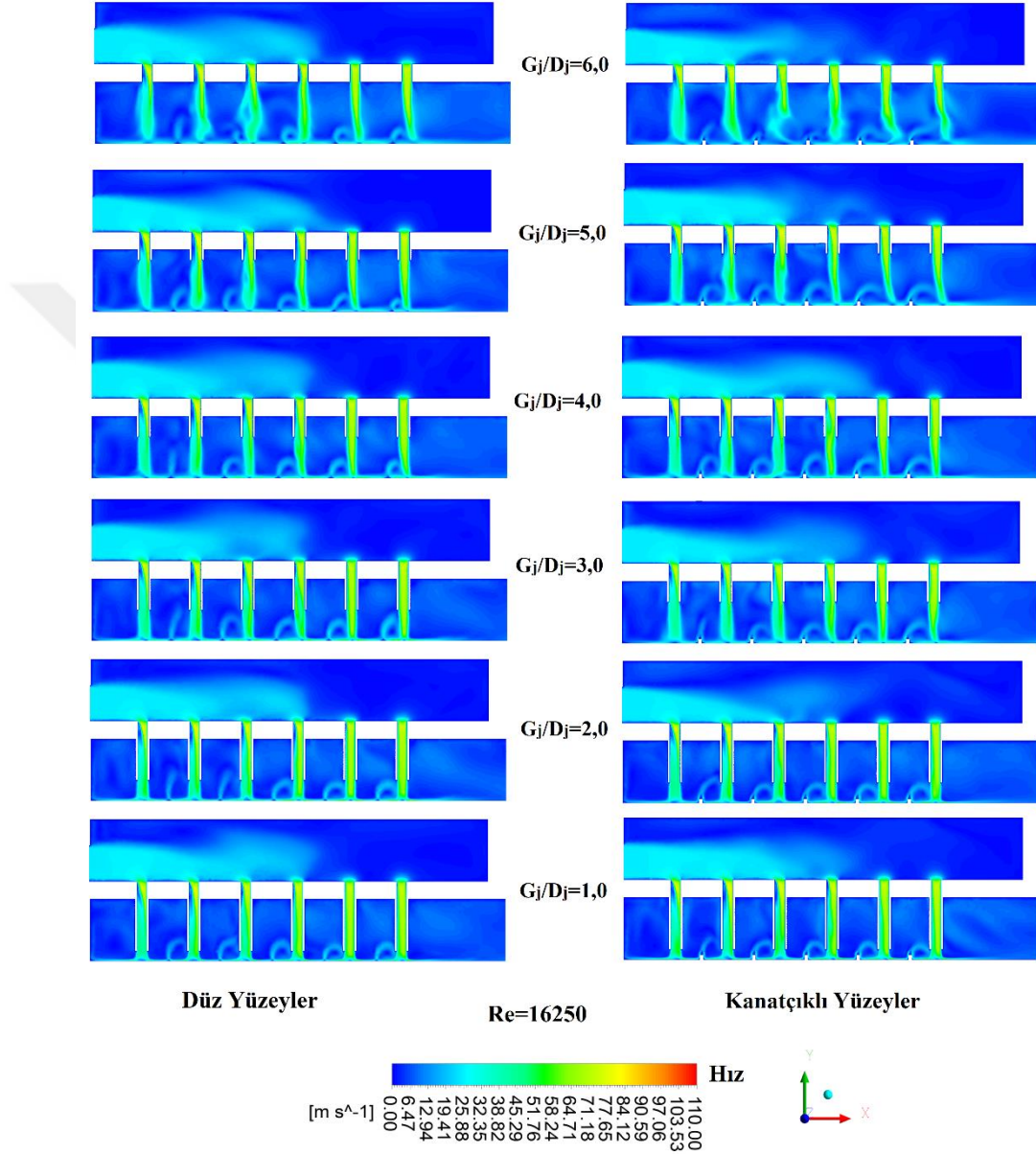
Şekil 6.22. Düz hedef yüzeyde nozul boşluğunun basınç kaybına etkisi.

#### 6.4. NOZULUN HIZ PROFİLİNE ETKİSİ

Şekil 6.23.'de  $Re=16250$ , Şekil 6.24.'de  $Re=21700$ , Şekil 6.25.'de  $Re=27100$  ve Şekil 6.26.'da  $Re=32500$  için nozulun düz ve kanatçıklı yüzeylerde hız profiline etkisi gösterilmiştir. Hız profili yüzeyin merkezinden geçen ve  $XY$  koordinat düzlemine paralel olarak oluşturulan düzlem üzerinden oluşturulmuştur.

$Re=16250$  için  $G_j/D_j=6,0$ 'da akış hızının çarpma yüzeyi ile jet plakası arası boşluğa oranla düşük olması nedeniyle jet profilinin kanal içerisinde oluşan çarpışmadan etkilendiği görülmektedir. Öyleki düz yüzeyde ilk iki jete bakıldığında jet profilinde bir düzensizlik görülmektedir. Kanatçıklı yüzeyde bu durum daha belirgin ortaya çıkmıştır. Özellikle kanatçıklı yüzeyin üçüncü jetinin hızında önemli bir düşüşün yaşandığı gözlemlenmektedir. Şekil 6.14.'de gösterilen yüzey üzerinde  $G_j/D_j=6,0$ 'nın

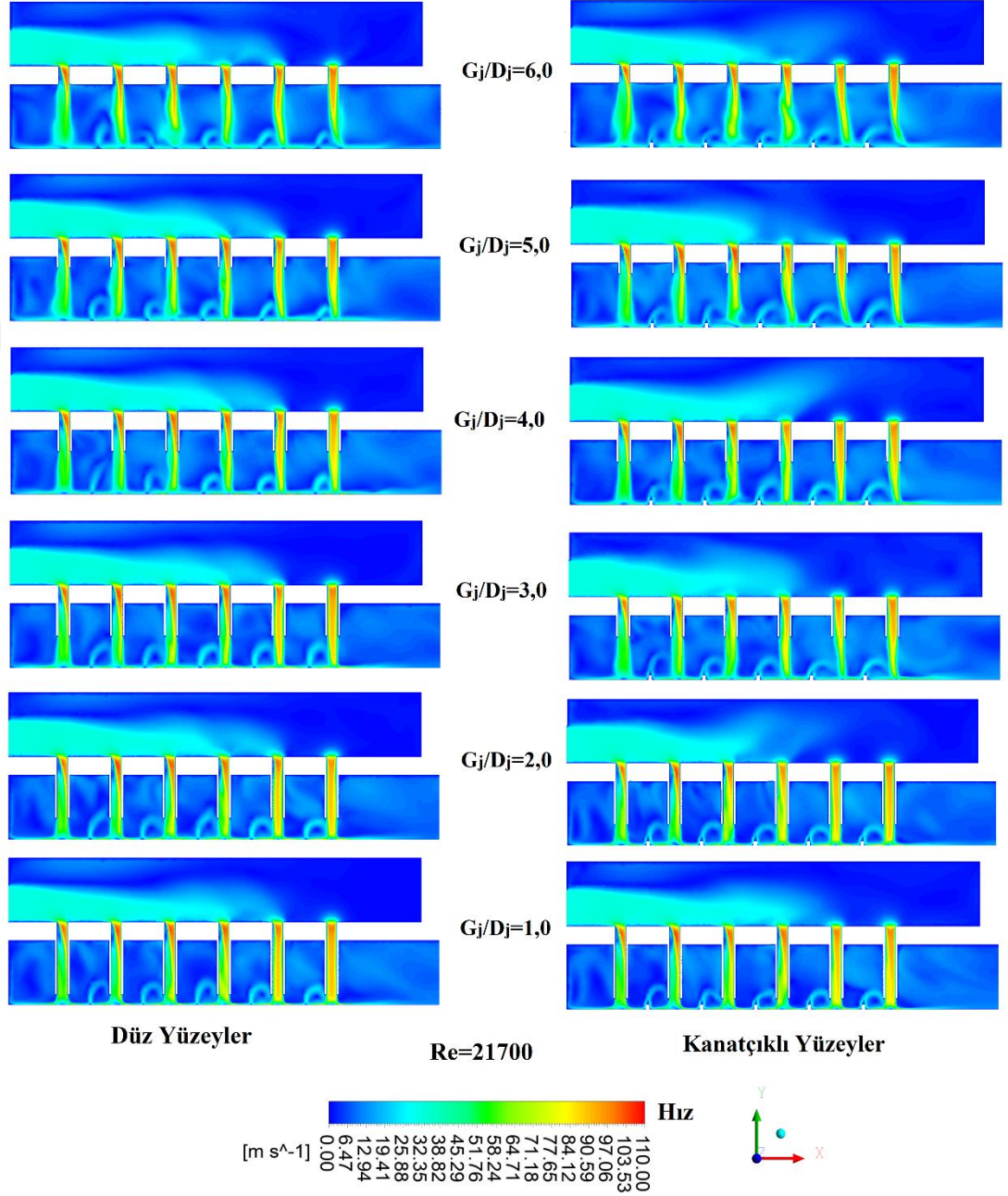
$X/D_j=15$ 'inde komşu jetlerin etki ettiği yüzeye göre yerel  $Nu$  sayısındaki düşüşü açıklamaktadır. Benzer durum son jette de görülmektedir. Kanal içerisinde ilerleyen akışla birlikte artan çapraz akış son jeti olumsuz etkilemekte ve bunun sonucunda yüzey üzerinde daha düşük ısı transferinin gerçekleşmesine yol açmaktadır.



Şekil 6.23.  $Re=16250$  için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.

$Re=21700$ 'e bakıldığında da nozul boşluğu fazla olan modellerde ve nozulsuz modelde  $Re=16250$  akış altında olduğu gibi çapraz akış jet profilini etkilemektedir. Bu durum özellikle düz yüzeyin  $G_j/D_j=6,0$ 'nın üçüncü jetinde daha belirgin olarak

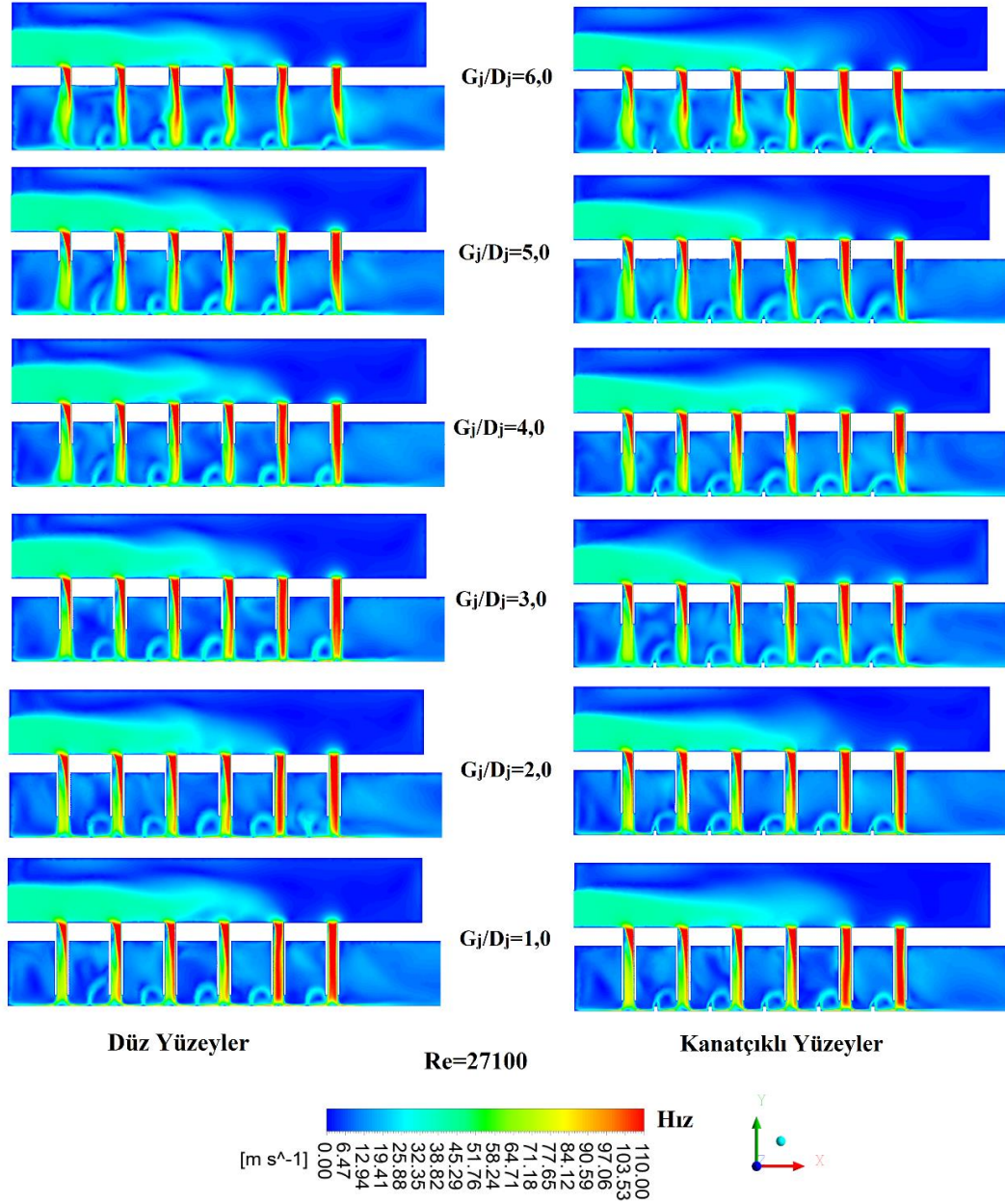
görülmektedir. Üçüncü jette akış hızı hedef yüzeye çarpmadan önce belirgin bir şekilde düşmekte ve Şekil 6.6.'da da görüldüğü gibi  $X/D_j=15$ 'de üçüncü jetin çarptığı yüzeyde yerel  $Nu$  sayılarının komşu jetlere göre daha düşük olmasına neden olmuştur.



Şekil 6.24.  $Re=21700$  için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.

$Re=16250$  ve  $Re=21700$ 'de ortaya çıkan durum  $Re=27100$  için de görülse de jet hızının nispeten daha yüksek olması nedeniyle jetlerin çapraz akıştan daha az etkilendiği söylenebilir. Ancak nozulsuz modelde yine benzer durum ortaya çıkmıştır.

Nozulsuz modelin jetleri çarpaz akıştan etkilenmiş, jetin hızında dalgalanmalar ortaya çıkmış ve jetin hedef yüzeyde çarptığı bölgeyi akış doğrultusunda kaydırmıştır. Bu durum özellikle son jetlere doğru daha da artmıştır.

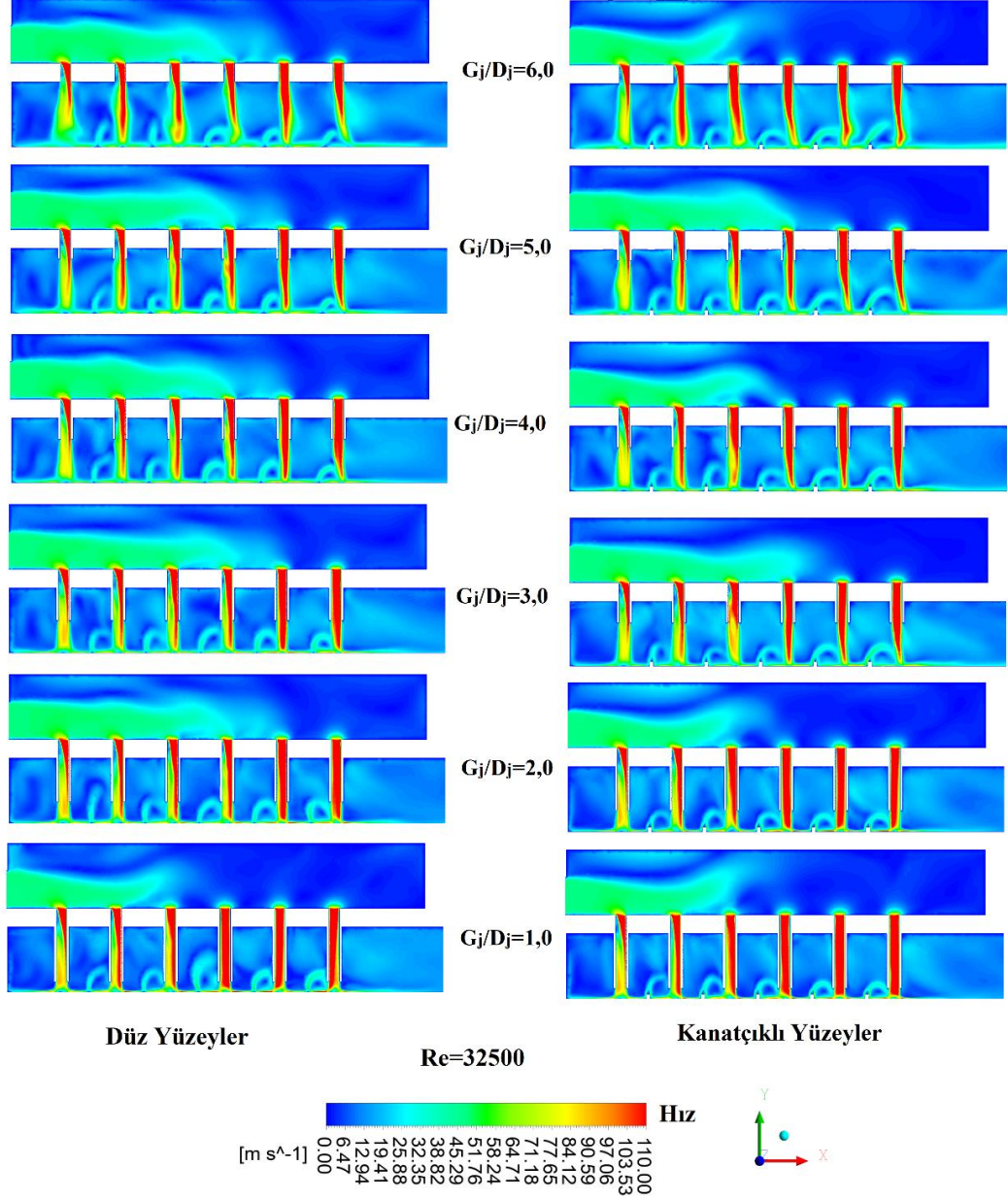


Şekil 6.25.  $Re=27100$  için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.

$Re=32500$  için de benzer durumlar ortaya çıkmıştır. Yine  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu ve nozulsuz olan modellerin jet profilleri çarpaz akıştan etkilenmiştir.  $Re=32500$  için ortaya çıkan bir başka sonuç da tüm modellerin ilk jetlerinde jet hızının diğer jetlere



göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Nozul uzunluğunun artması bu durumu daha belirgin hale getirmiştir.

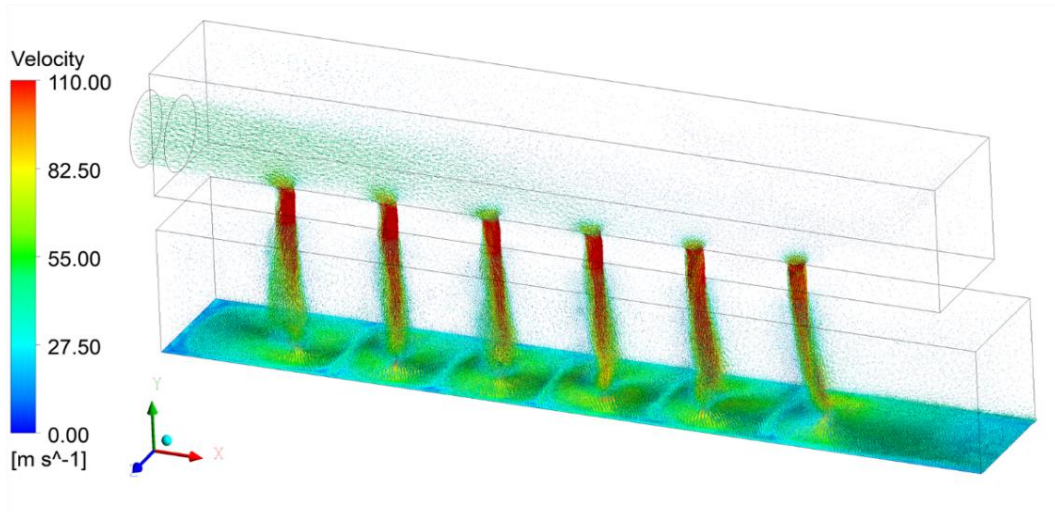


Şekil 6.26.  $Re=32500$  için nozul boşluğunun hız profiline etkisi.

Hız profillerine bakıldığında jet profillerinin tam olarak geliştiği nozul boşluğu,  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0,0$ ;  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=3,0$ ;  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=4,0$ ;  $Re=32500$  için ise  $G_j/D_j=5,0$  olduğu tespit edilmiştir. Bu oranların altındaki modellerde jetlerde jet profillerinin tam olarak gelişmeden sabit hız çekirdeği

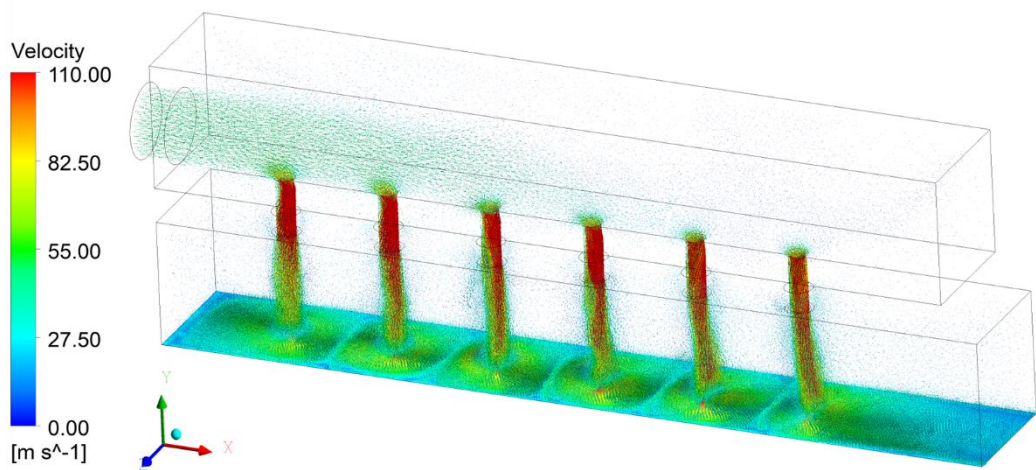
bölgesindeyken hedef yüzeye çarptığı, üstündeki modellerde ise jet profillerinin tam geliştikten sonra yüzeye çarptığı söylenebilir.

Çapraz akışın jet yapısına etkisini daha ayrıntılı bir şekilde ortaya koymak için Şekil 6.27. ve Şekil 6.28.'de model içerisinde hız vektörleri gösterilmiştir. Hız vektörleri  $Re=32500$  akış altında, farklı boyutsuz nozul boşlukları ( $G_j/D_j=1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0$  ve  $6,0$ ) ve düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin olduğu deney modellerinden elde edilmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere nozulsuz ve nozul boşluğu fazla olan modellerde çapraz akışın jetin hedef yüzeyde çarptığı bölgeyi akış yönüne doğru kaydıracağı açıkça görülmektedir. Nozul uzunluğunun artması jet akışını düzenlediği, kanal içerisinde çapraz akışla temasını kestiği ve jet yapısında yaşanan bozulmaların önüne geçerek jetin yüzey üzerinde çarptığı bölgedeki kaymaları ortadan kaldırdığı görülmektedir. Bununla birlikte nozulsuz ve nozul boşluğu fazla olan modellerde jetin nozul ucundan çıkmasıyla birlikte hızında düşüş yaşandığı şekillerden de görülmektedir. Nozul uzunluğunun artması jet hızındaki bu düşüşü en aza indirmiştir. Bu nedenle  $G_j/D_j$ 'nin düşük olduğu modellerde nozul ucundan çıkan ve yüzeye çarpan jetin hızının  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu durum,  $G_j/D_j$ 'nin düşük olan modellerin hedef yüzeyi üzerinde,  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerin hedef yüzeyine göre neden daha yüksek yerel ve ortalama  $Nu$  sayılarının elde edildiğini açıklamaktadır.

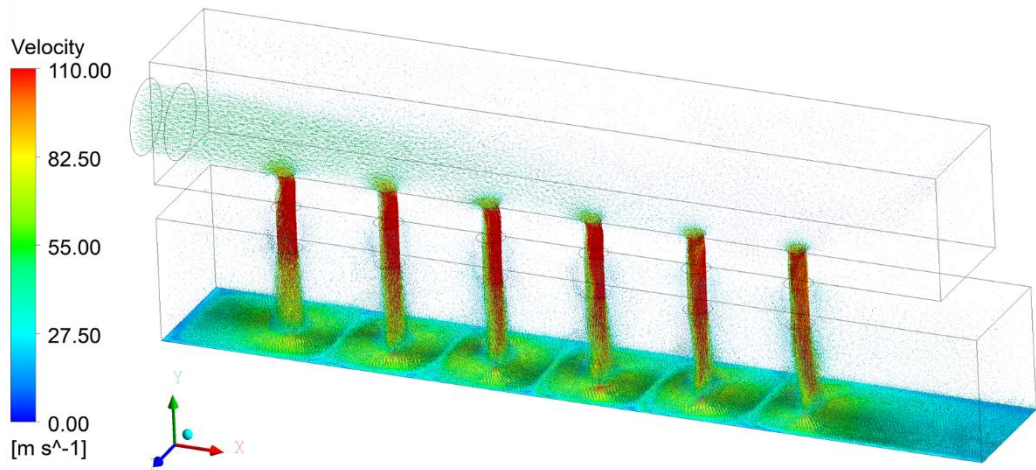


a)  $G_j/D_j=6,0$

Şekil 6.27.  $Re=32500$  için ve düz hedef yüzeyde hız vektörü.

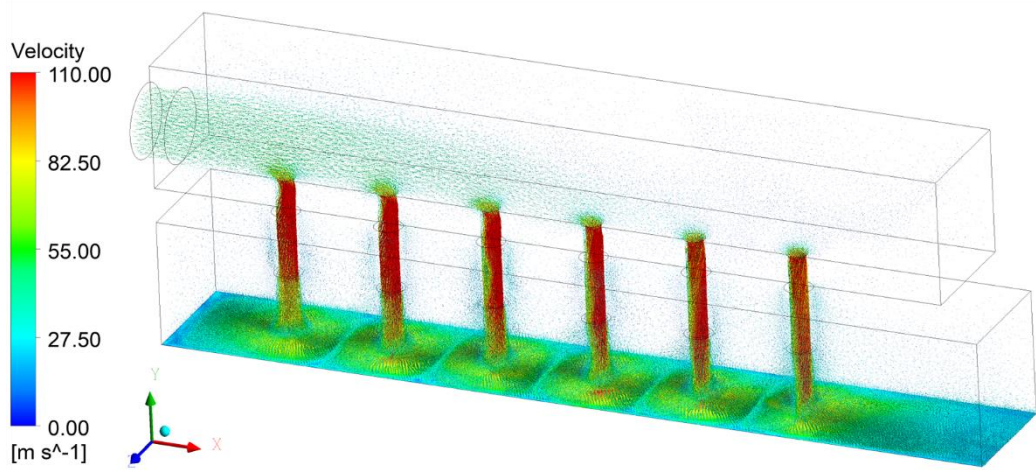


b)  $G_j/D_j=5,0$

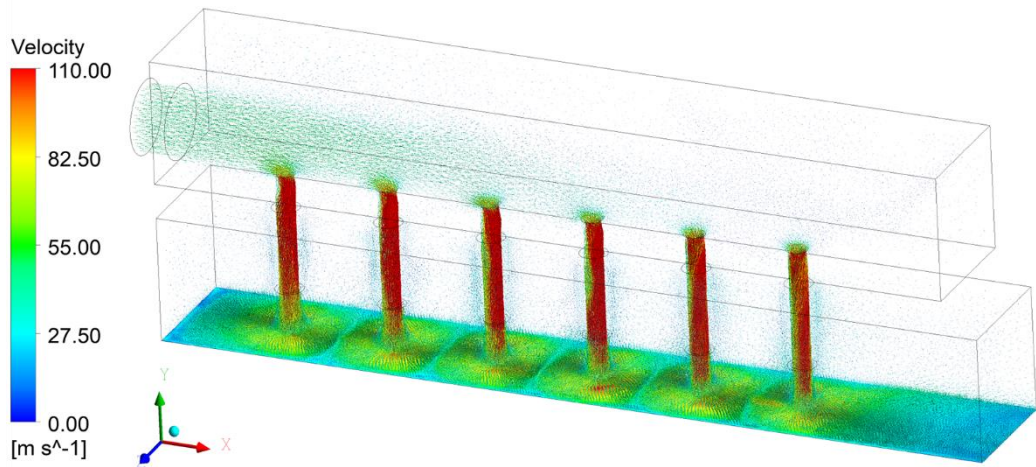


c)  $G_j/D_j=4,0$

Şekil 6.27. (devam ediyor)

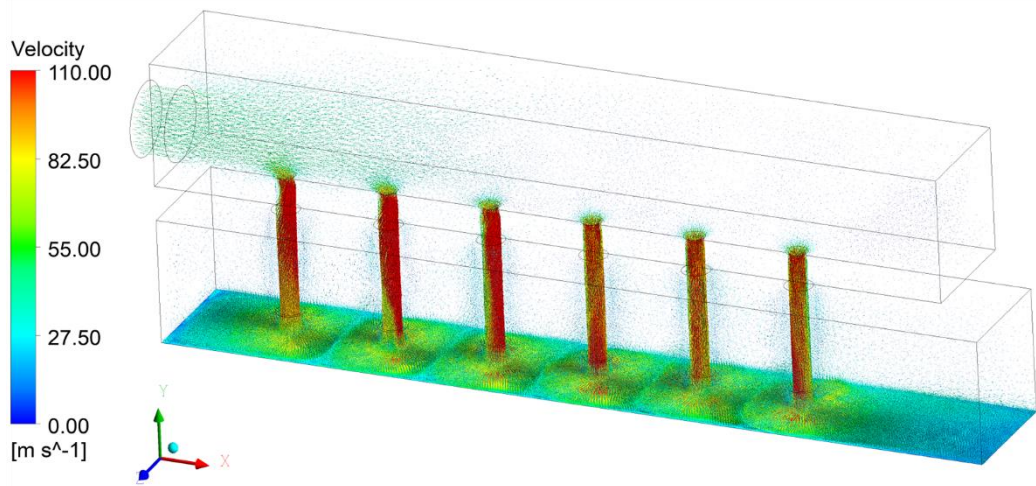


d)  $G_j/D_j=3,0$



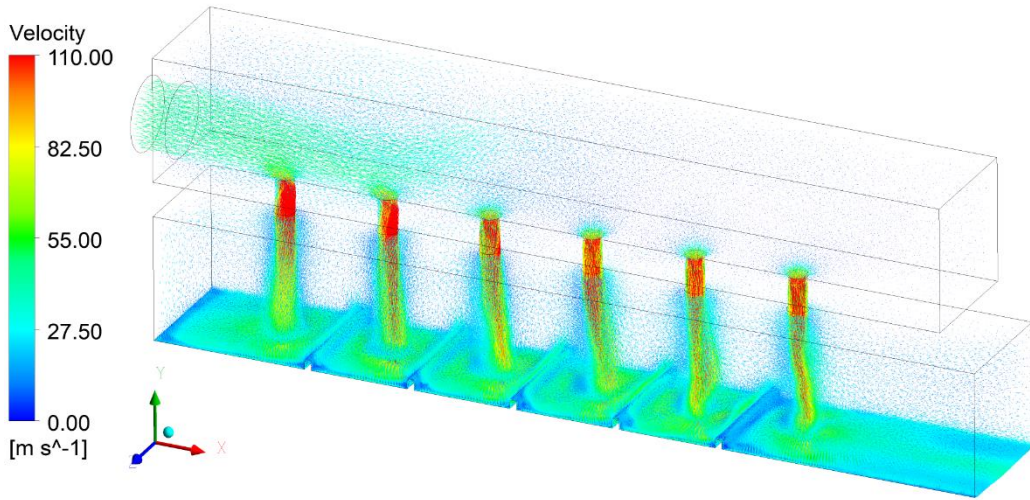
e)  $G_j/D_j=2,0$

Şekil 6.27. (devam ediyor).



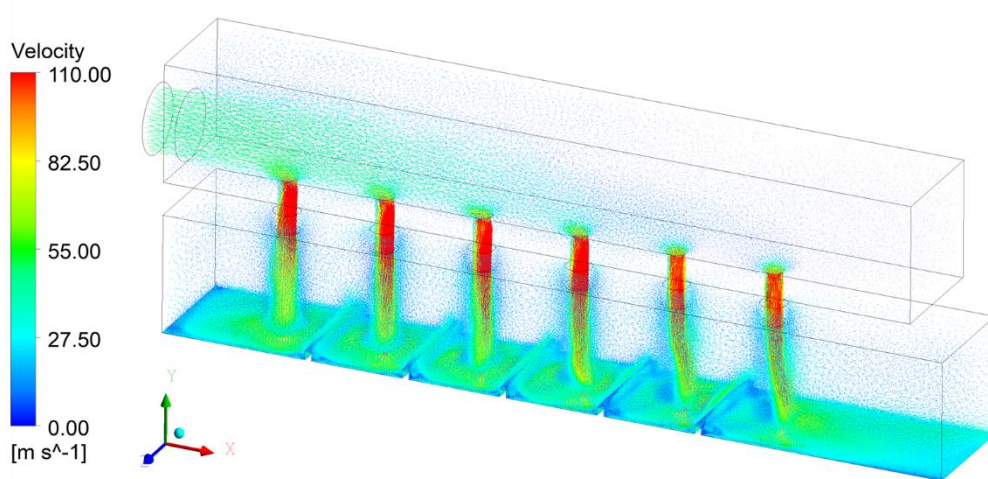
f)  $G_j/D_j=1,0$

Şekil 6.27. (devam ediyor).

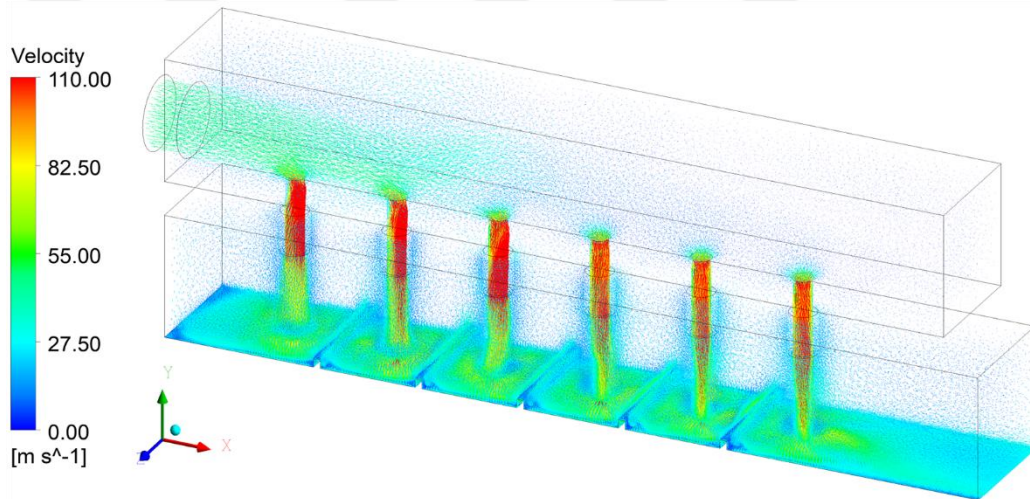


a)  $G_j/D_j=6,0$

Şekil 6.28.  $Re=32500$  için ve kanatçıklı hedef yüzeyde hız vektörü.

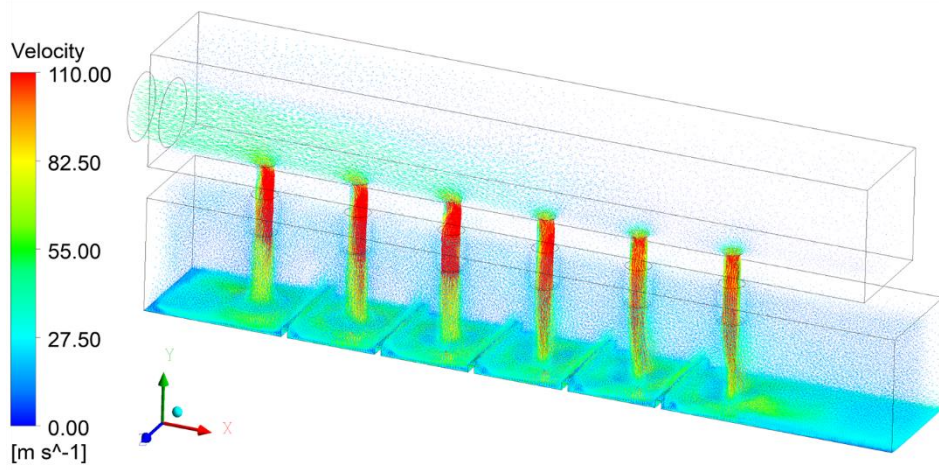


b)  $G_j/D_j=5,0$

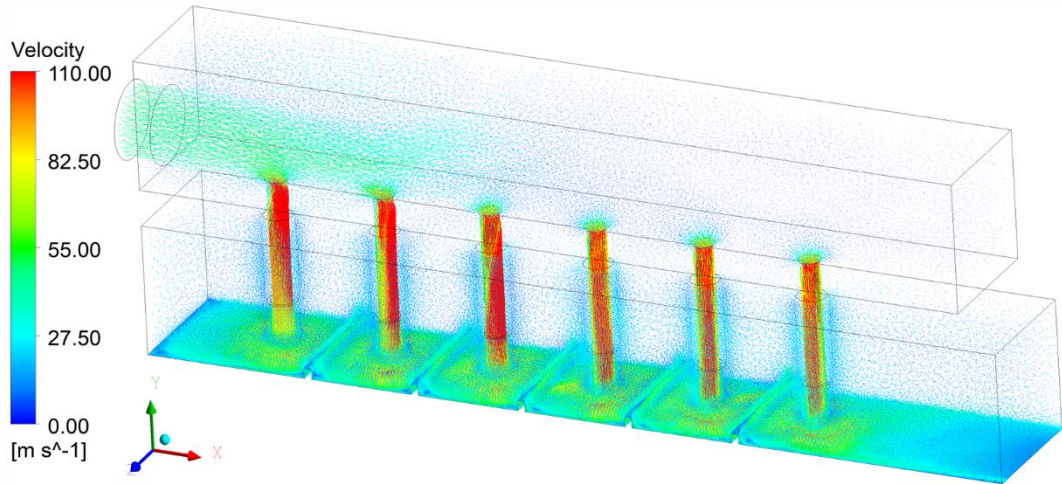


c)  $G_j/D_j=4,0$

Şekil 6.28. (devam ediyor).

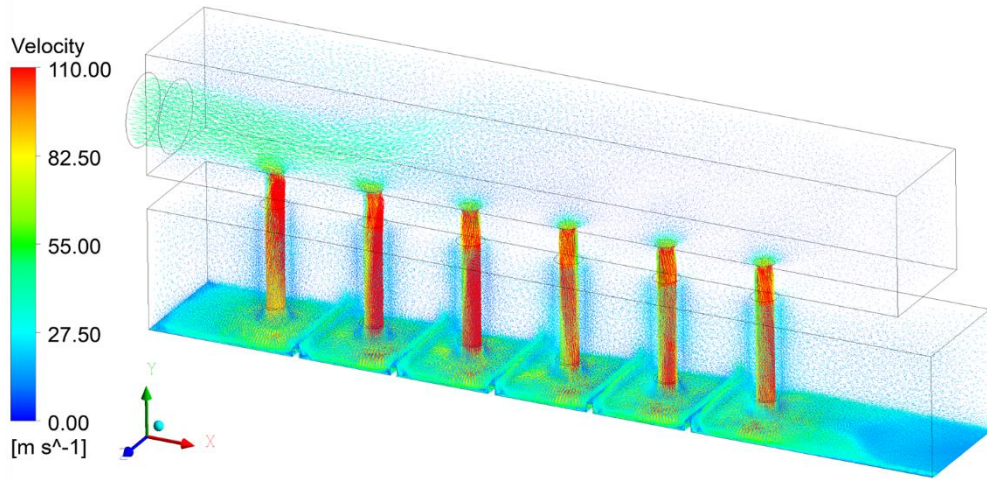


d)  $G_j/D_j=3,0$



e)  $G_j/D_j=2,0$

Şekil 6.28. (devam ediyor).



f)  $G_j/D_j=1,0$

Şekil 6.28. (devam ediyor).

## 6.5. DÜZ YÜZEYLE KANATÇIKLI YÜZEYDEN ELDE EDİLEN SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde sayısal hesaplamalar sonucunda düz yüzeyden elde edilen yerel  $Nu$  sayısı, ortalama  $Nu$  sayısı ve basınç kaybı gibi sonuçlar kanatçıklı yüzeyden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

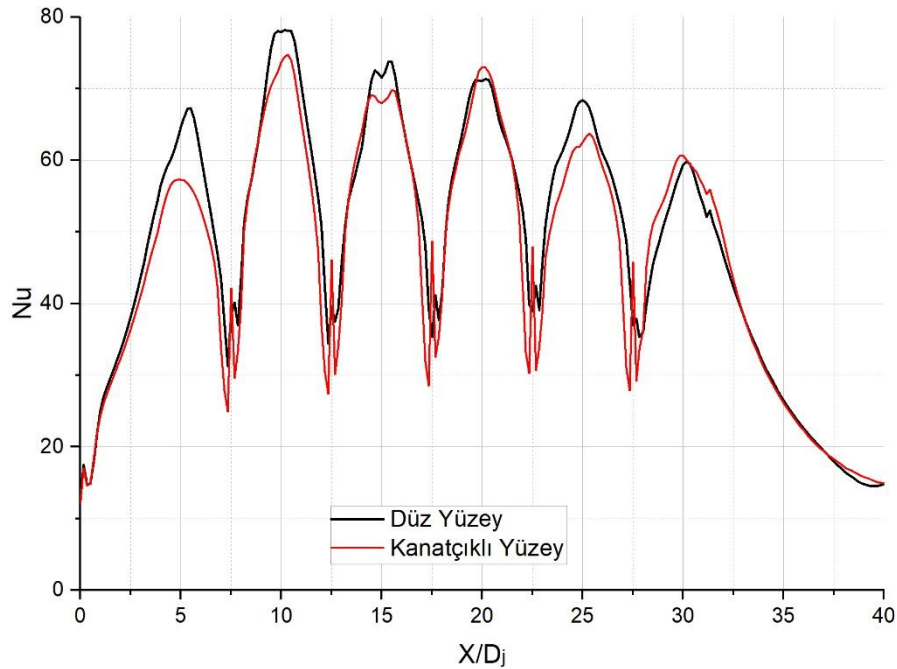
### 6.5.1. $Re=16250$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 6.29.'da sayısal sonuçlara göre  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  sayısı dağılımlarının karşılaştırması gösterilmiştir.  $G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi yerel  $Nu$  sayısı dağılımını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 53,45 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %13,63 azalarak 46,16'ya düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 62,32 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %15,85 azalarak 52,45'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 60,03 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %20,49 azalarak 47,73'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 64,11 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,34 azalarak 56,83'e düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 62,82 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı



%11,18 azalarak 55,79'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 51,41 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,85 azalarak 46,35'e düşmüştür.

$G_j/D_j=5,0$ 'de ilk dört jette kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı daha yüksekken, son iki jette düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerler almıştır.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 53,05 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,73 artarak 57,15'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 64,30 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,25 artarak 66,40'a yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 65,91 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,47 artarak 68,20'ye yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 65,93 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,23 artarak 66,08'e yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 67,97 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %24,83 azalarak 51,10'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 55,54 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %17,26 azalarak 45,95'e düşmüştür.



Şekil 6.29.  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=4,0$ 'de son jetin çarptığı yüzey haricinde, düz yüzeyde yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerler almıştır.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 59,31 iken kanatçıklı

yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,74 azalarak 58,87'ye düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 71,91 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,80 azalarak 69,17'ye düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 75,07 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,92 azalarak 68,38'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 72,06 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,09 azalarak 72,00'a düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,69 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,68 azalarak 66,56'ya düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 53,63 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,50 artarak 55,50'ye yükselmiştir.

$G_j/D_j=3,0$ 'de  $G_j/D_j=4,0$ 'de olduğu gibi son jetin çarptığı yüzey haricinde, düz yüzeyde yerel  $Nu$  sayısı daha yüksek değerler almıştır.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 62,58 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %14,33 azalarak 53,61'e düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 72,36 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,88 azalarak 66,65'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 78,41 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %13,39 azalarak 67,91'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,01 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,40 azalarak 69,80'e düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 68,94 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %15,43 azalarak 58,31'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 52,84 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %16,90 artarak 61,77'ye yükselmiştir.

$G_j/D_j=2,0$ 'de akış yönüne göre dördüncü ve altıncı jetin haricinde diğer jetlerin çarptığı düz yüzeyde yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 64,59 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,30 azalarak 57,29'a düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 77,91 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,43 azalarak 73,68'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 71,53 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,98 azalarak 67,97'ye düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 71,08 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,74 artarak 73,03'e yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 68,38 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,65 azalarak 62,46'ya düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 59,33 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,31 artarak 60,69'a yükselmiştir.

$G_j/D_j=1,0$ 'de ise akış yönüne göre üçüncü ve beşinci jetin haricinde diğer jetlerin çarptığı kanatçıklı yüzeyde  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 61,05 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,94 artarak 63,46'ya yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 75,30 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,84 artarak 78,95'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 79,63 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,04 azalarak 78,00'a düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 77,06 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,43 artarak 80,47'ye yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,04 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,65 azalarak 67,45'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 51,21 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,74 artarak 55,18'e yükselmiştir.

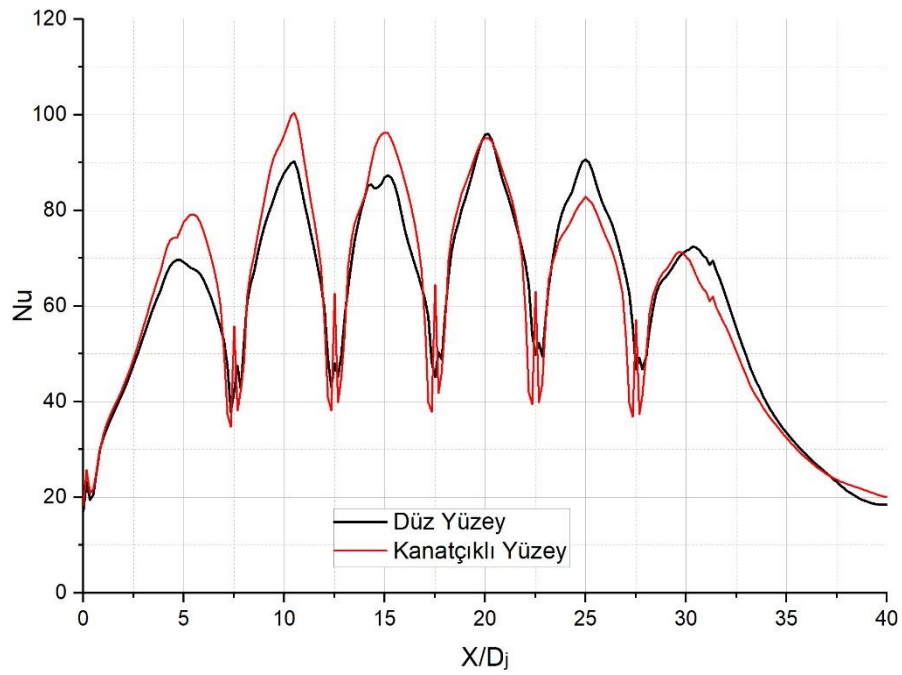
#### **6.5.2. $Re=21700$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması**

Şekil 6.30.'da sayısal sonuçlara göre  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması gösterilmiştir.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi yerel  $Nu$  sayısı dağılımını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 63,62 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,61 azalarak 63,23'e düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,42 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,72 azalarak 66,29'a düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 69,86 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,31 azalarak 66,85'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 79,47 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,82 azalarak 78,02'ye düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 78,63 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,04 azalarak 71,53'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 60,10 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %10,31 azalarak 53,90'a düşmüştür.

$G_j/D_j=5,0$ 'de akış yönüne göre ilk üç jetin çarptığı kanatçıklı yüzeyde yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek iken son üç jette de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 64,08 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,86 artarak 70,40'a yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz

yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 78,42 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %6,73 artarak 83,70'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 80,10 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,16 artarak 81,83'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 93,56 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %19,33 azalarak 75,47'ye düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 86,79 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %26,26 azalarak 64,00'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 70,82 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,24 azalarak 62,85'e düşmüştür.



Şekil 6.30.  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=4,0$ 'de de  $G_j/D_j=5,0$ 'de olduğu gibi akış yönüne göre ilk üç jetin çarptığı kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek iken son üç jette de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 64,61 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,79 artarak 72,23'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 80,92 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,64 artarak 90,34'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 82,90 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,21 artarak 90,54'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 93,47 iken kanatçıklı yüzeyin

yerel  $Nu$  sayısı %4,08 azalarak 89,66'ya düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 92,68 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %18,70 azalarak 75,35'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 74,54 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,46 azalarak 68,98'e düşmüştür.

$G_j/D_j=3,0$ 'de ilk iki jetin çarptığı kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek iken son dört jette de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 67,24 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,84 artarak 70,49'a yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 83,13 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,09 artarak 87,37'ye yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 85,90 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,84 azalarak 84,33'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 94,37 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %10,16 azalarak 84,78'ye düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 93,27 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %20,03 azalarak 74,59'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 71,87 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %6,70 azalarak 67,06'ya düşmüştür.

$G_j/D_j=2,0$ 'de  $G_j/D_j=4,0$  ve  $5,0$ 'de olduğu gibi ilk üç jetin çarptığı kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek iken son üç jette de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 69,09 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %12,21 artarak 77,53'a yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 87,77 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %9,08 artarak 95,75'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 86,93 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %10,73 artarak 96,26'ya yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 95,83 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,76 azalarak 95,10'a düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 90,65 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,52 azalarak 82,93'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 71,54 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,73 azalarak 70,31'e düşmüştür.

$G_j/D_j=1,0$ 'de ikinci ve son jetin çarptığı kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı düz yüzeyden yüksek iken diğer jetlerde düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 77,10 iken kanatçıklı yüzeyin

yerel  $Nu$  sayısı %1,29 azalarak 76,10'a düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 90,55 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,69 azalarak 95,75'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 92,42 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,30 azalarak 87,52'ye düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 97,02 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,05 azalarak 92,12'ye düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 97,78 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %19,71 azalarak 78,51'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,80 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,15 artarak 75,39'a yükselmiştir.

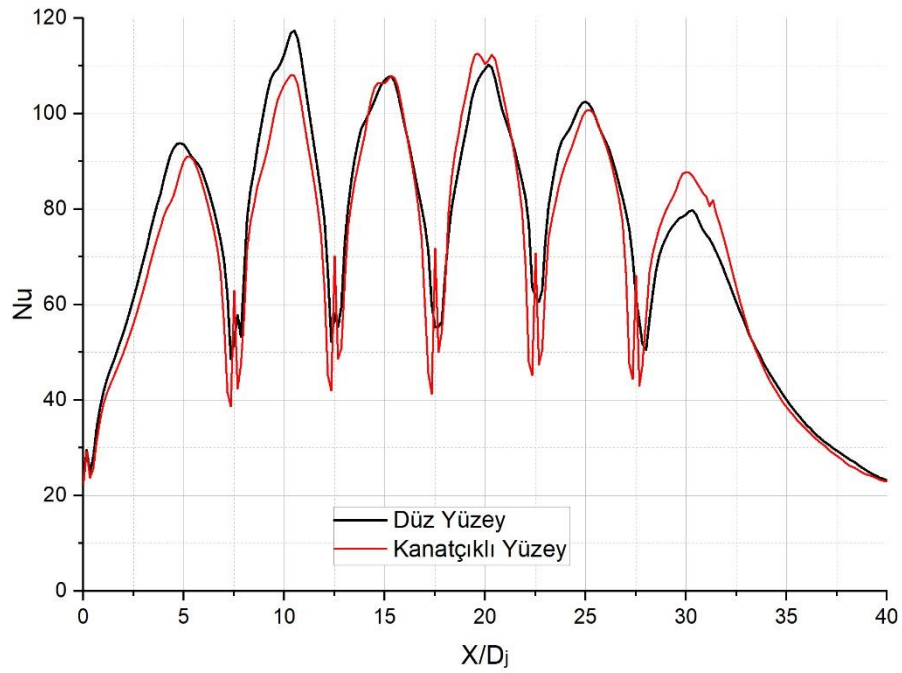
### **6.5.3. $Re=27100$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması**

Şekil 6.31'de sayısal sonuçlara göre  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması gösterilmiştir.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi ilk ve son jettlerin haricinde diğer jetlerin çarptığı yüzeyde yerel  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 73,97 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,40 artarak 75,75'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 91,47 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %17,24 azalarak 75,70'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 91,19 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,84 azalarak 86,78'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 95,51 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,98 azalarak 93,62'ye düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 94,23 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,30 azalarak 83,59'a düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 66,39 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,49 artarak 66,72'ye yükselmiştir.

$G_j/D_j=5,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi ilk üç jetin çarptığı yüzey üzerinde  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre arttırmışken, son üç jette ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı kanatçıklı yüzeyden yüksek olmuştur.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 79,88 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,64 artarak 80,39'a yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 93,20 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı

%7,13 artarak 99,85'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 98,36 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,14 artarak 99,48'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 107,06 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %17,47 azalarak 88,36'ya düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 103,84 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %24,46 azalarak 78,44'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 78,49 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,91 azalarak 75,41'e düşmüştür.



Şekil 6.31.  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=2,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=4,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, birinci, üçüncü ve dördüncü jetin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre arttırmışken ikinci, beşinci ve son jetin çarptığı yüzey üzerinde  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 79,50 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %6,80 artarak 84,91'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 105,74 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,96 azalarak 102,61'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 98,76 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,78 artarak 103,49'a yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 104,13 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,81 artarak 104,96'ya yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel

$Nu$  sayısı 106,79 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,19 azalarak 104,44'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 83,21 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,04 azalarak 83,18'e düşmüştür.

$G_j/D_j=3,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, üçüncü ve altıncı jetin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre arttırmışken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 86,08 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,51 azalarak 83,93'e düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 106,90 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,44 azalarak 104,29'a düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 102,78 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,29 artarak 111,30'a yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 105,30 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,01 azalarak 101,08'e düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 105,60 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %20,67 azalarak 83,78'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 77,80 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,76 artarak 84,61'e yükselmiştir.

$G_j/D_j=2,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, birinci, ikinci, üçüncü ve beşinci jetin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre arttırmışken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 93,49 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,67 azalarak 90,05'e düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 112,32 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,61 azalarak 106,02'ye düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 107,04 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,70 azalarak 106,30'a düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 109,27 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,96 artarak 110,33'e yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 102,47 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,91 azalarak 100,51'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 78,85 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,18 artarak 87,66'ya yükselmiştir.

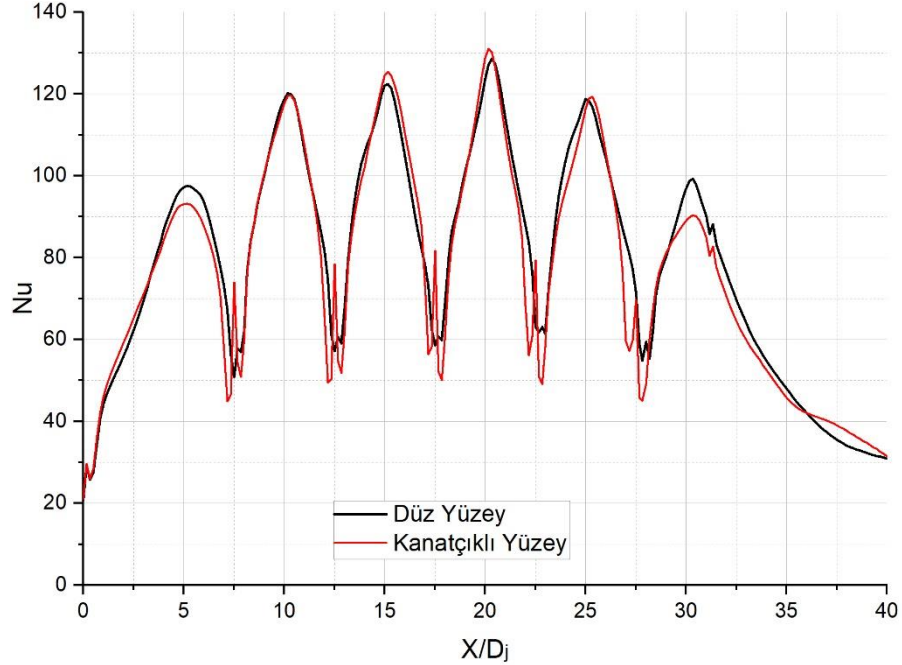
$G_j/D_j=1,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, beşinci jetin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre düşürmüşken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise  $Nu$  sayısını arttırmıştır.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 89,58 iken



kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,98 artarak 93,15'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 111,79 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,63 artarak 114,73'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 109,95 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,91 artarak 114,25'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 107,49 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,18 artarak 108,76'ya yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 105,47 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,14 azalarak 96,88'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 81,00 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %11,54 artarak 90,35'e yükselmiştir.

#### 6.5.4. $Re=32500$ için Düz Yüzeyle kanatçıklı Yüzeyin Yerel $Nu$ Sayıları Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 6.32.'de sayısal sonuçlara göre  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'nin düz yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması gösterilmiştir.



Şekil 6.32.  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'nin düz hedef yüzeyi ile kanatçıklı yüzeyinin yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmiştir.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 82,56 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %13,63 artarak 93,82'ye yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 107,01 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,71 artarak 109,91'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 99,48 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,65 artarak 105,10'a yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 96,61 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,95 artarak 105,26'ya yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 99,15 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,74 artarak 103,85'e yükselmiştir.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 81,29 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %12,10 artarak 91,13'e yükselmiştir.

$G_j/D_j=5,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, birinci ve üçüncü jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmişken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise düz yüzeye göre  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 89,05 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,33 artarak 90,23'e yükseltmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 111,15 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,50 azalarak 109,48'e düşmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 106,93 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %6,02 artarak 113,36'ya yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 118,02 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,07 azalarak 113,21'e düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 115,39 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %10,16 azalarak 103,67'ye düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 91,45 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,63 azalarak 86,30'a düşmüştür.

$G_j/D_j=4,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, ilk dört jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmişken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise düz yüzeye göre  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 91,31 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,25 artarak 97,93'e yükseltmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 114,67 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,41 artarak 119,74'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 112,23 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,08 artarak 113,44'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 115,46 iken kanatçıklı yüzeyin

yerel  $Nu$  sayısı %1,15 artarak 116,78'e yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 117,71 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %6,43 azalarak 110,14'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 97,21 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,00 azalarak 90,40'a düşmüştür.

$G_j/D_j=3,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, üçüncü ve dördüncü jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmişken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise düz yüzeye göre  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 97,11 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,18 azalarak 93,05'e düşmüştür.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 118,63 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,87 azalarak 117,59'a düşürmüştür.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 122,04 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,04 artarak 124,53'e yükselmiştir.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 123,51 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,19 artarak 128,69'a yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 118,73 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %2,04 azalarak 116,31'e düşmüştür.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 96,84 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,14 azalarak 88,96'ya düşmüştür.

$G_j/D_j=2,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, birinci, ikinci, dördüncü ve beşinci jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmişken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise düz yüzeye göre  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 103,37 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %3,95 artarak 107,45'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 121,98 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %5,34 artarak 128,49'a yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 121,26 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,17 azalarak 116,20'e düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 126,30 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %7,47 artarak 135,74'e yükselmiştir.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 112,28 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %8,53 artarak 121,86'ya yükselmiştir.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 102,43 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %22,81 azalarak 79,06'ya düşmüştür.

$G_j/D_j=1,0$ 'de yüzey üzerine kanatçığın yerleştirilmesi, birinci, ikinci, ve beşinci jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını düz yüzeye göre yükseltmişken diğer jetlerin çarptığı yüzeyde ise düz yüzeye göre  $Nu$  sayısını düşürmüştür.  $X/D_j=5$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 109,54 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,38 artarak 111,05'e yükselmiştir.  $X/D_j=10$ 'da düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 130,68 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %1,10 artarak 132,11'e yükselmiştir.  $X/D_j=15$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 131,69 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %0,71 azalarak 130,76'ya düşmüştür.  $X/D_j=20$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 139,21 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %4,84 azalarak 132,48'e düşmüştür.  $X/D_j=25$ 'de düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 90,77 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %31,64 artarak 119,49'a yükselmiştir.  $X/D_j=30$ 'da ise düz yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı 95,76 iken kanatçıklı yüzeyin yerel  $Nu$  sayısı %12,47 azalarak 83,87'ye düşmüştür.

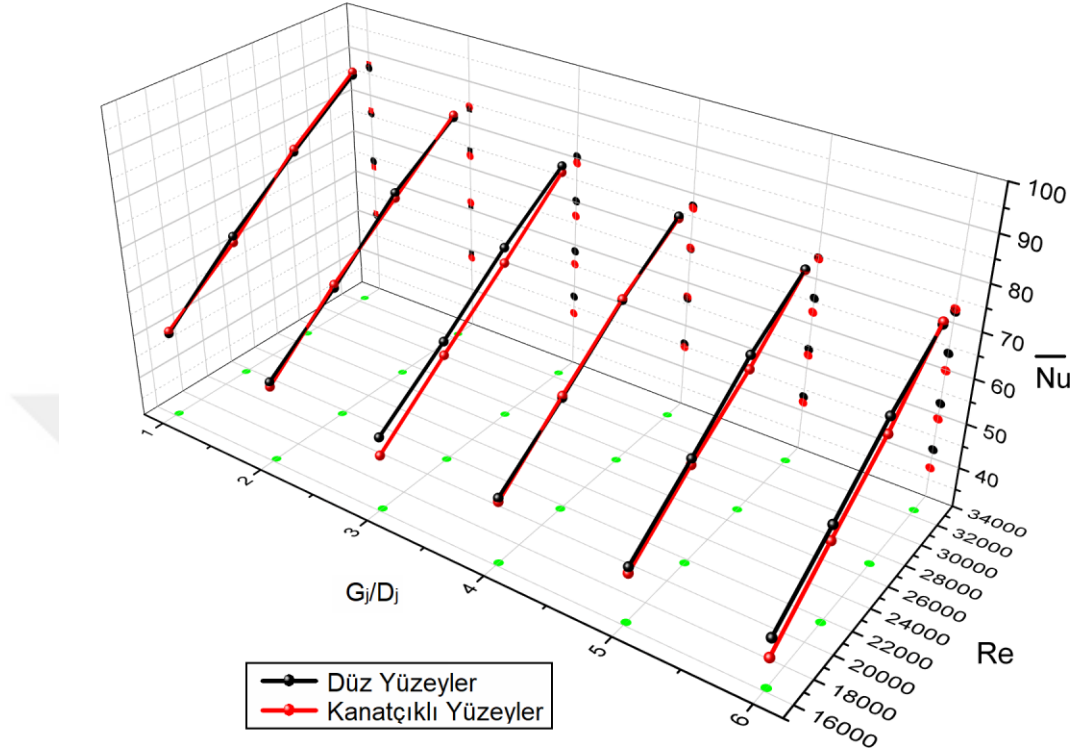
#### **6.5.5. Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Ortalama $Nu$ Sayılarının Karşılaştırılması**

Şekil 6.33.'de sayısal sonuçlara göre düz yüzeyin ve kanatçıklı yüzeyin farklı  $Re$  sayılarında ortalama  $Nu$  sayıları karşılaştırılmıştır.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=32500$  için düz yüzeye göre yüzey üzerinde ortalama  $Nu$  sayısını arttırmışken  $Re=32500$ 'ün altındaki akışlarda ise ortalama  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 41,95 iken kanatçıklı yüzeyde %10,17 azalarak 37,68'e düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 52,45 iken kanatçıklı yüzeyde %6,56 azalarak 49,00'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 63,51 iken kanatçıklı yüzeyde %5,93 azalarak 59,74'e düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 72,32 iken kanatçıklı yüzeyde %0,81 artarak 72,91'e yükselmiştir.

$G_j/D_j=5,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 43,34 iken kanatçıklı yüzeyde %3,23 azalarak 41,94'e düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 54,34 iken kanatçıklı yüzeyde %2,51 azalarak 52,98'e düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 65,79 iken kanatçıklı

yüzeyde %4,70 azalarak 62,69'a düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 74,53 iken kanatçıklı yüzeyde %0,18 azalarak 74,40'a düşmüştür.



Şekil 6.33. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=4,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250$  ve  $32500$  için düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısını düşürürken  $Re=21700$  ve  $27100$  için ise düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısını arttırmıştır.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 45,68 iken kanatçıklı yüzeyde %1,81 azalarak 44,85'e düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 56,36 iken kanatçıklı yüzeyde %0,74 artarak 56,78'e yükselmiştir.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 67,79 iken kanatçıklı yüzeyde %0,28 artarak 67,99'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 77,28 iken kanatçıklı yüzeyde %0,60 azalarak 76,82'ye düşmüştür.

$G_j/D_j=3,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 47,49 iken kanatçıklı yüzeyde %8,69 azalarak 43,36'ya düşmüştür.  $Re=21700$  için düz

yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 58,47 iken kanatçıklı yüzeyde %5,26 azalarak 55,39'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 70,23 iken kanatçıklı yüzeyde %4,89 azalarak 66,80'e düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 80,31 iken kanatçıklı yüzeyde %1,78 azalarak 78,88'e düşmüştür.

$G_j/D_j=2,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250$  ve 27100 için düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuşken  $Re=21700$  ve 32500 için ise düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının artmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 49,20 iken kanatçıklı yüzeyde %2,20 azalarak 48,12'ye düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 60,98 iken kanatçıklı yüzeyde %1,32 artarak 61,78'e yükselmiştir.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 74,15 iken kanatçıklı yüzeyde %1,65 azalarak 72,92'ye düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 83,72 iken kanatçıklı yüzeyde %0,65 artarak 84,27'ye yükselmiştir.

$G_j/D_j=1,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=21700$  için düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının düşmesine neden olmuşken  $Re=16250$ , 27100 ve 32500 için ise düz yüzeye göre ortalama  $Nu$  sayısının artmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 50,34 iken kanatçıklı yüzeyde %1,00 artarak 50,85'e yükselmiştir.  $Re=21700$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 64,00 iken kanatçıklı yüzeyde %2,30 azalarak 62,53'e düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 75,67 iken kanatçıklı yüzeyde %0,90 artarak 76,34'e yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin ortalama  $Nu$  sayısı 86,47 iken kanatçıklı yüzeyde %0,92 artarak 87,26'ya yükselmiştir.

#### **6.5.6. Düz Yüzeyle Kanatçıklı Yüzeyin Basınç Kaybına Etkisinin Karşılaştırılması**

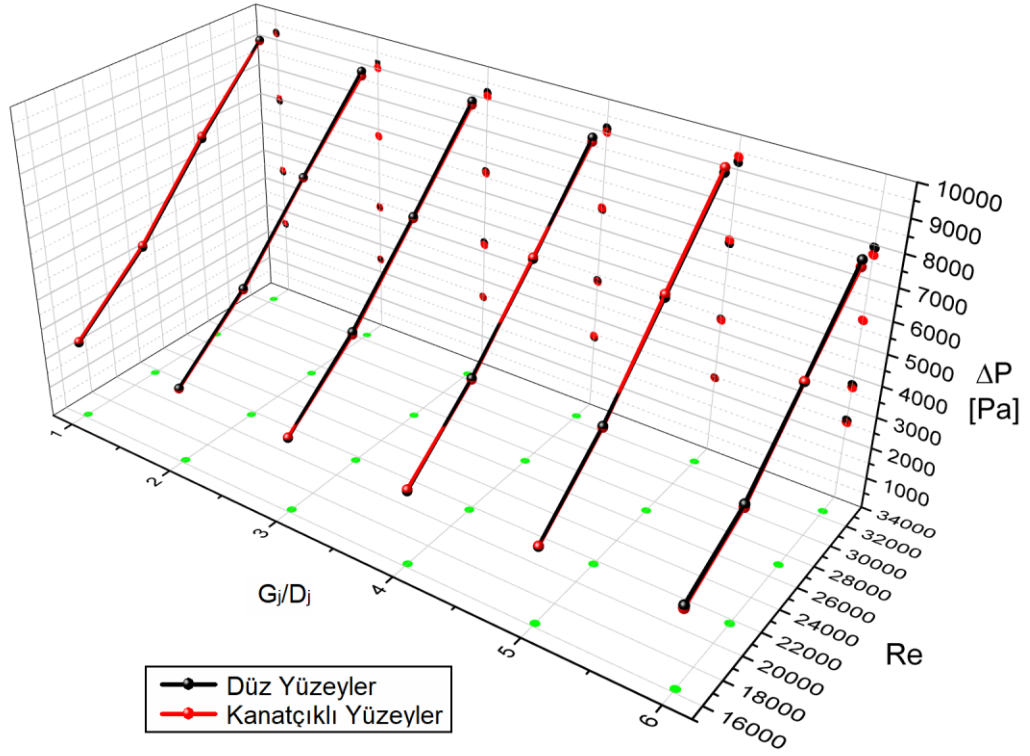
Şekil 6.34.'de sayısal sonuçlara göre düz yüzeyin ve kanatçıklı yüzeyin farklı  $Re$  sayılarında sistemin basınç kayıpları karşılaştırılmıştır.

$G_j/D_j=6,0$ 'da yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=27100$  için düz yüzeye göre basınç kaybının artmasına neden olmuşken  $Re=16250$ , 21700 ve 32500 için ise

düz yüzeye göre basınç kaybının azalmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı 2608,70 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %3,29 azalarak 2522,76 Pa'a düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı 3756,07 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %2,57 azalarak 3659,52 Pa'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı 5761,24 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,04 artarak 5763,50 Pa'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı 7924,02 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %2,67 azalarak 7712,26 Pa'a düşmüştür.

$G_j/D_j=5,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250$ , 27100 ve 32500 için düz yüzeye göre basınç kaybının artmasına neden olmuşken  $Re=27100$  için ise düz yüzeye göre basınç kaybının azalmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı 2463,47 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,06 artarak 2465,04 Pa'a yükselmiştir.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı 4408,68 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,79 azalarak 4374,07 Pa'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı 6795,07 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,51 artarak 6897,57 Pa'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı 9215,38 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,67 artarak 9369,51 Pa'a yükselmiştir.

$G_j/D_j=4,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250$  ve 27100 için düz yüzeye göre basınç kaybının artmasına neden olmuşken  $Re=21700$  ve 32500'de ise düz yüzeye göre basınç kaybının azalmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı 2386,65 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %2,00 artarak 2434,31 Pa'a yükselmiştir.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı 4322,98 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,86 azalarak 4285,95 Pa'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı 6638,92 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,66 artarak 6682,62 Pa'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı 9144,42 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,36 azalarak 9020,09 Pa'a yükselmiştir.



Şekil 6.34. Düz ve kanatçıklı hedef yüzeylerin basınç kaybına etkilerinin karşılaştırılması.

$G_j/D_j=3,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250$  için düz yüzeye göre basınç kaybının artmasına neden olmuşken  $Re=21700$ ,  $27100$  ve  $32500$  için ise düz yüzeye göre basınç kaybının azalmasına neden olmuştur.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $2410,43$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,49 artarak  $2422,21$  Pa'a yükselmiştir.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $4324,11$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,97 azalarak  $4238,98$  Pa'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $6698,13$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,71 azalarak  $6650,44$  Pa'a düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $9207,20$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,21 azalarak  $9095,91$  Pa'a düşmüştür.

$G_j/D_j=2,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi düz yüzeye göre basınç kaybının azalmasını sağlamıştır.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $2463,41$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,29 azalarak  $2456,35$  Pa'a düşmüştür.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $4359,15$  Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,76 azalarak  $4326,06$  Pa'a düşmüştür.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı  $6781,42$  Pa iken kanatçıklı



yüzeyde %0,11 azalarak 6773,82 Pa'a düşmüştür.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı 9162,85 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,61 azalarak 9015,16 Pa'a düşmüştür.

$G_j/D_j=1,0$ 'de yüzey üzerine kanatçıkların yerleştirilmesi  $Re=16250, 21700$  ve  $27100$  için düz yüzeye göre basınç kaybının artmasına neden olmuşken,  $Re=32500$  için düz yüzeye göre basınç kaybının düşmesini sağlamıştır.  $Re=16250$  için düz yüzeyin basınç kaybı 2525,93 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,51 artarak 2564,15 Pa'a yükselmiştir.  $Re=21700$  için düz yüzeyin basınç kaybı 4453,75 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,25 artarak 4509,57 Pa'a yükselmiştir.  $Re=27100$  için düz yüzeyin basınç kaybı 6956,58 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %1,17 artarak 7038,30 Pa'a yükselmiştir.  $Re=32500$  için düz yüzeyin basınç kaybı 9228,60 Pa iken kanatçıklı yüzeyde %0,14 azalarak 9216,11 Pa'a düşmüştür.

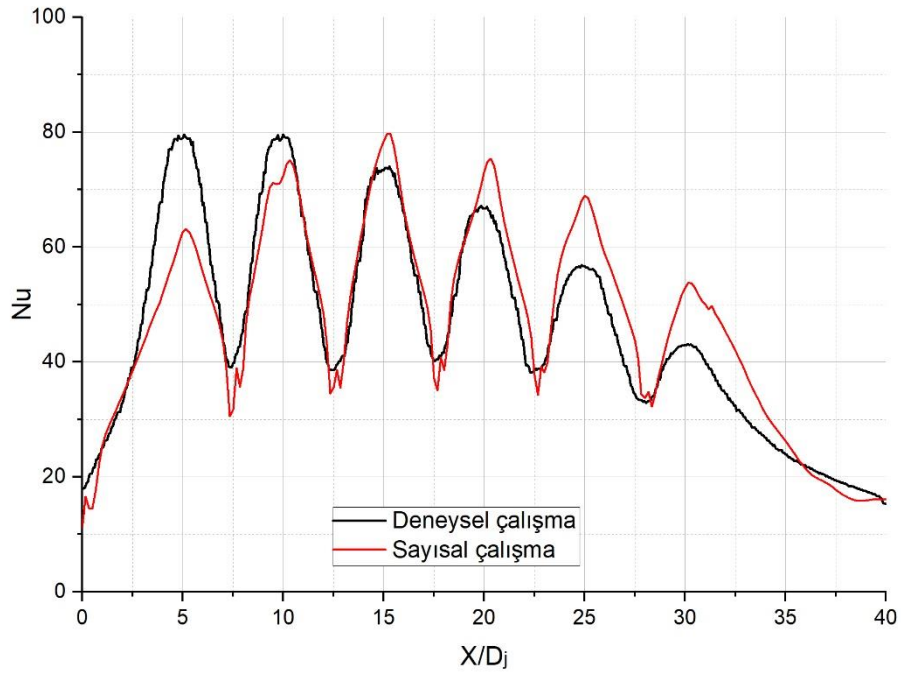
## BÖLÜM 7

### DENEY SONUÇLARIYLA SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde farklı nozul uzunluklu deney modellerinin düz ve kanatçıklı yüzey üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımına, ortalama  $Nu$  sayısına ve sistemin basınç kaybına etkisinin deneysel sonuçları ile sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır.

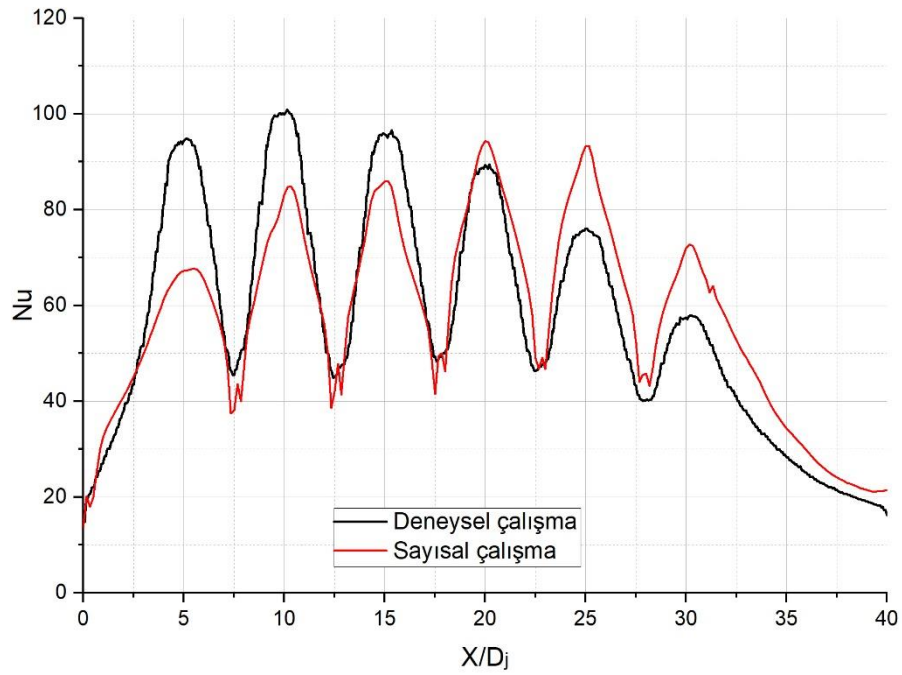
#### 7.1. YÜZEYLERİN DENEYSEL VE SAYISAL YEREL $Nu$ SAYISI DAĞILIMLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Şekil 7.1.'de  $Re=16250$ , Şekil 7.2.'de  $Re=21700$ , Şekil 7.3.'de  $Re=27100$  ve Şekil 7.4.'de  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz yüzeyinin deneysel ve sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır.

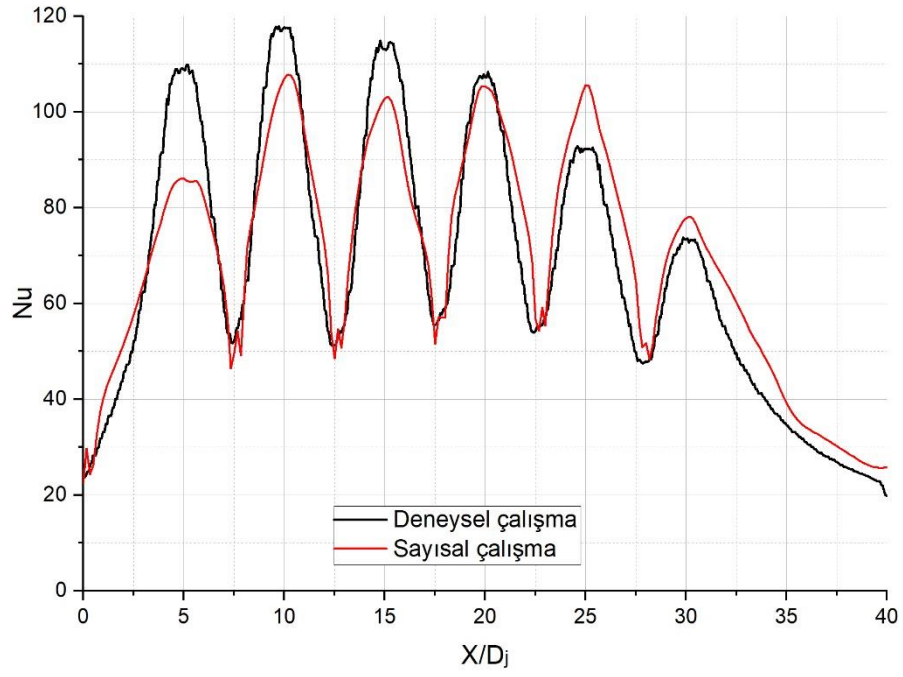


Şekil 7.1.  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

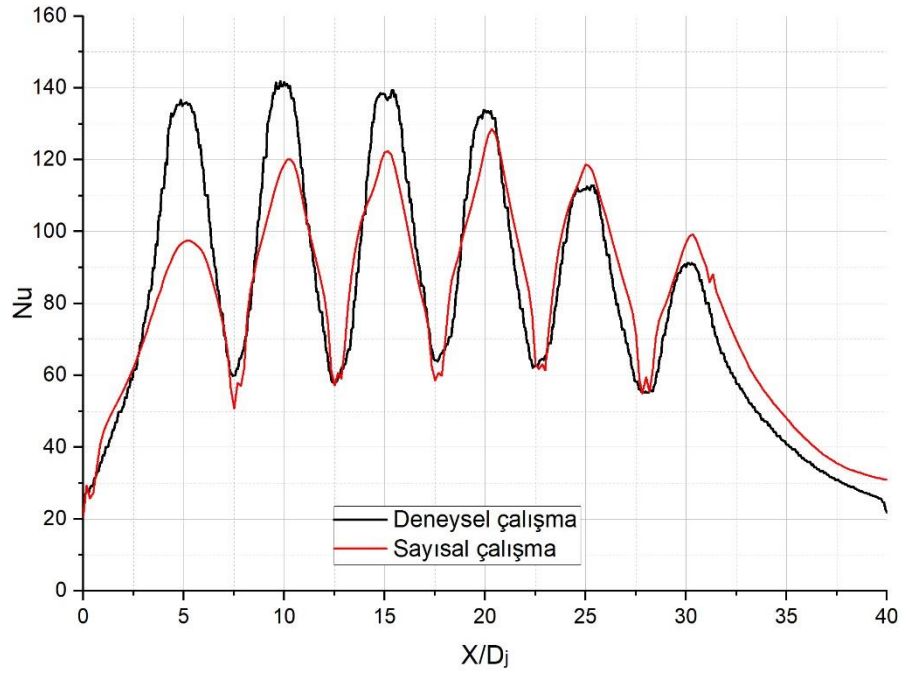
$G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerin yüzeyi üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımının sayısal sonuçları deneysel çalışmaya oldukça yakın olduğu görülmektedir. Buna karşın  $G_j/D_j$ 'nin azalmasıyla özellikle  $G_j/D_j=2,0$  ve  $1,0$ 'nin ilk iki jetinin deneysel sonuçları ile sayısal sonuçları arasında bir farkın olduğu görülmektedir. Bunda düşük  $G_j/D_j$  boyutsuz nozul boşluğunda akış ayrımlarının ve tekrar birleşmelerinin fazla olduğu ve bu nedenle türbülans modelinin,  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellere kıyasla hassas çözümlere yapamadığı değerlendirilmiştir.



Şekil 7.2.  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

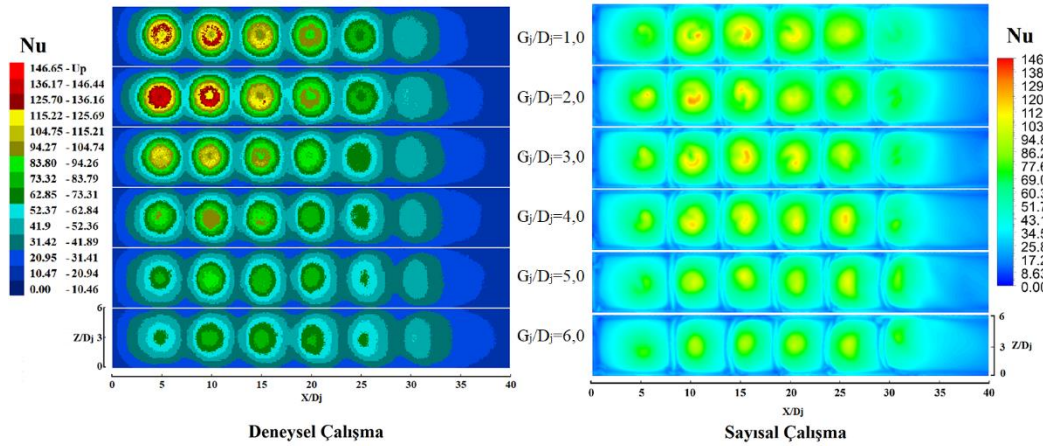


Şekil 7.3.  $Re=27100$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

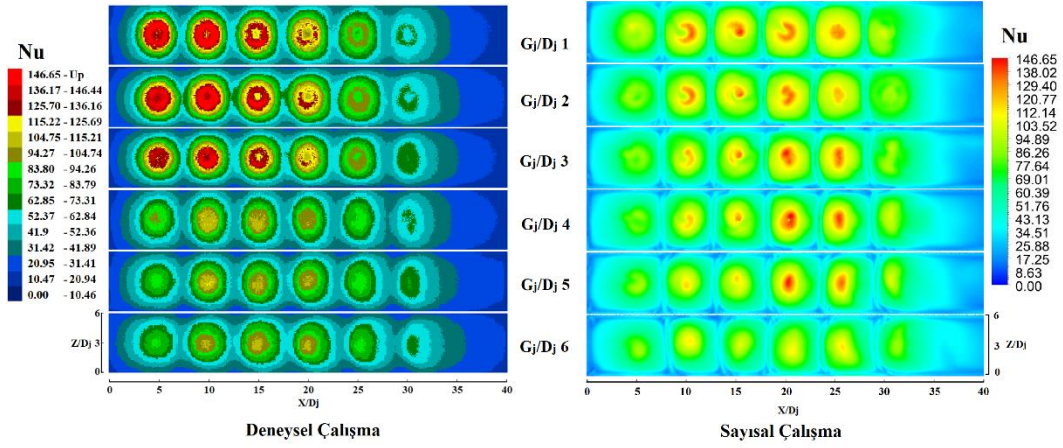


Şekil 7.4.  $Re=32500$  için  $G_j/D_j=3,0$ 'ün düz hedef yüzeyinin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımlarının karşılaştırılması.

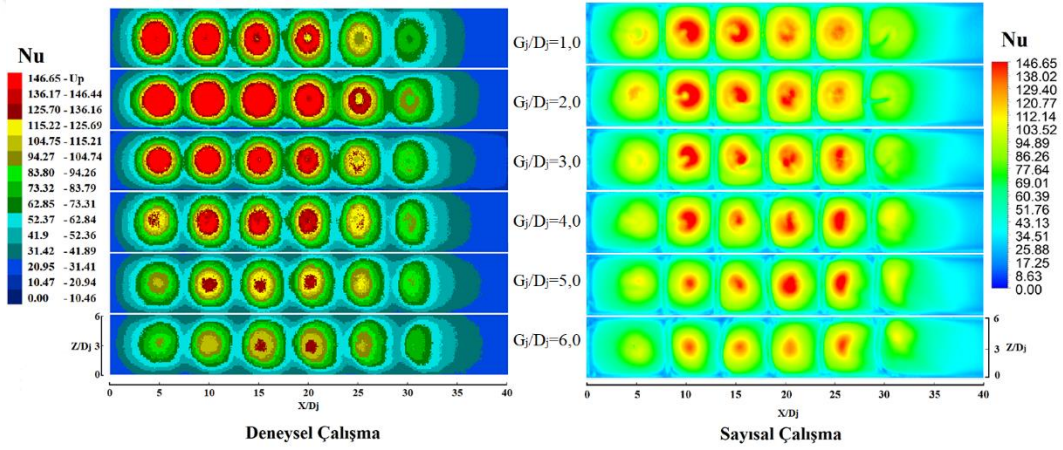
Şekil 7.5., Şekil 7.6., Şekil 7.7. ve Şekil 7.8. sırasıyla  $Re=16250$ ,  $21700$ ,  $27100$  ve  $32500$  için düz yüzeyin, Şekil 7.9., Şekil 7.10., Şekil 7.11. ve Şekil 7.12. ise kanatçıklı yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  sayısı dağılımları karşılaştırılmıştır. Yüzeyler üzerindeki yerel  $Nu$  sayısı dağılımına bakıldığında deneysel sonuçlara göre  $G_j/D_j$ 'nin büyük olduğu modellerin, orta jetlerinin çarptığı yüzey üzerinde, akış boyunca ilk ve son jetlerin çarptığı yüzeylere göre daha yüksek yerel  $Nu$  sayıları elde edilmiştir. Diğer taraftan  $G_j/D_j$  küçüldükçe yüzeyin tamamında yerel  $Nu$  sayılarında artış görülürken özellikle akış yönüne göre baş sıradaki jetlerin yerel  $Nu$  sayılarındaki artış oranı diğer bölgelere göre daha fazla olmuştur. Sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında *SST k- $\omega$  low Re correction* türbülans modelinin boyutsuz  $G_j/D_j=6,0$ ;  $5,0$ ;  $4,0$  ve  $3,0$  mesafelerinde yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımını oldukça hassas bir şekilde çözümleyebildiği, buna karşın deneysel sonuçlarla sayısal sonuçlar arasındaki farkın  $G_j/D_j=2,0$  ve  $1,0$  olan modellerde arttığı görülmüştür. Bunun nedeni  $G_j/D_j$ 'nin fazlaca azalması akış ayrımlarının ve tekrar birleşmelerin hesaplamalarda büyük rol oynadığı ve bu nedenle *SST k- $\omega$  low Re correction* türbülans modelinin ilk jetleri hassas bir şekilde çözümleyememesine bağlanmıştır.



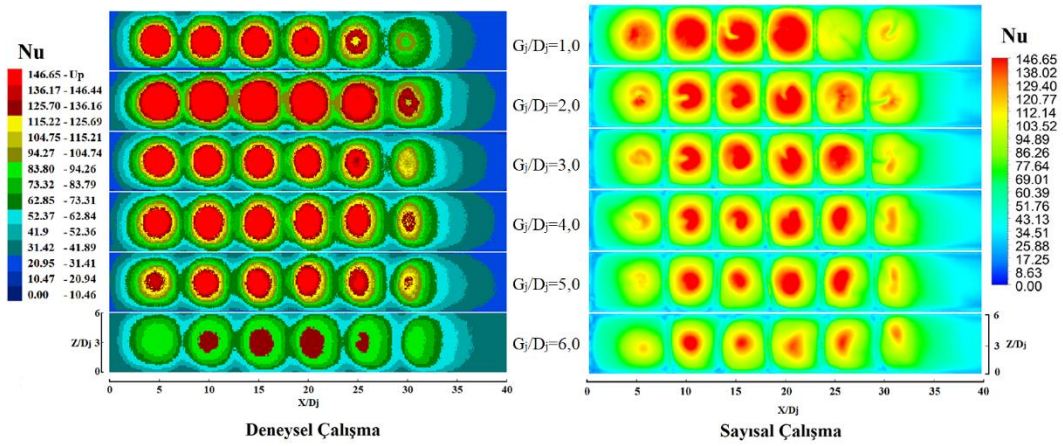
Şekil 7.5.  $Re=16250$  için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



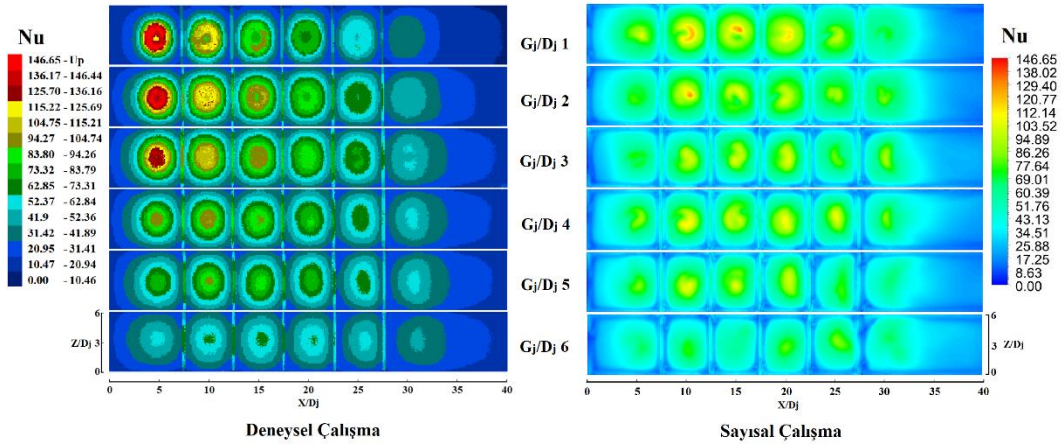
Şekil 7.6.  $Re=21700$  için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



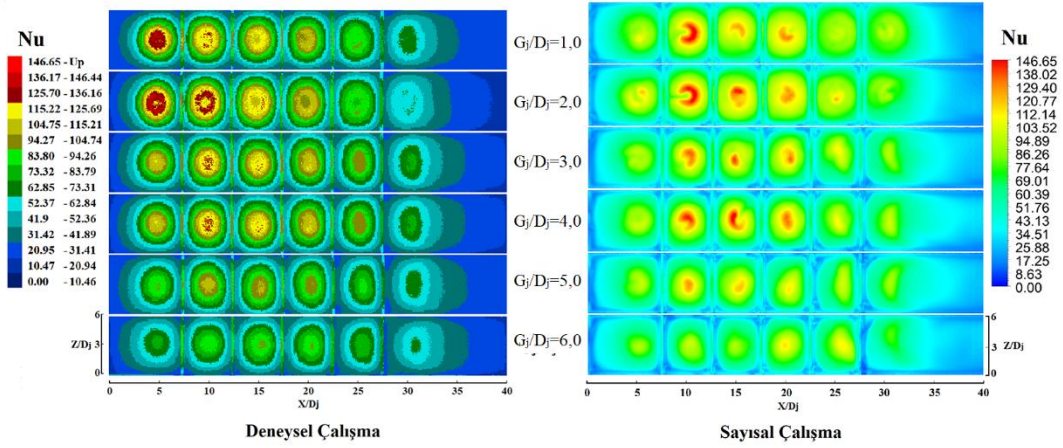
Şekil 7.7.  $Re=27100$  için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



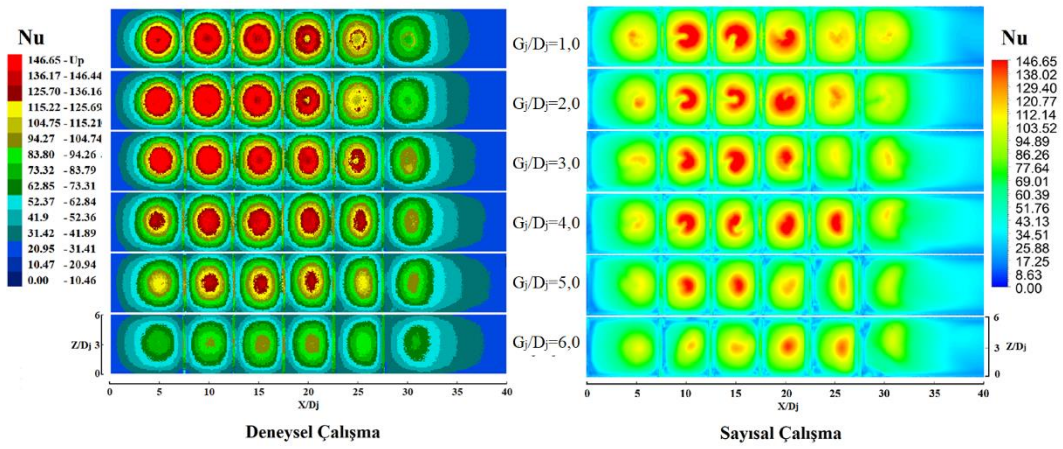
Şekil 7.8.  $Re=32500$  için düz hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



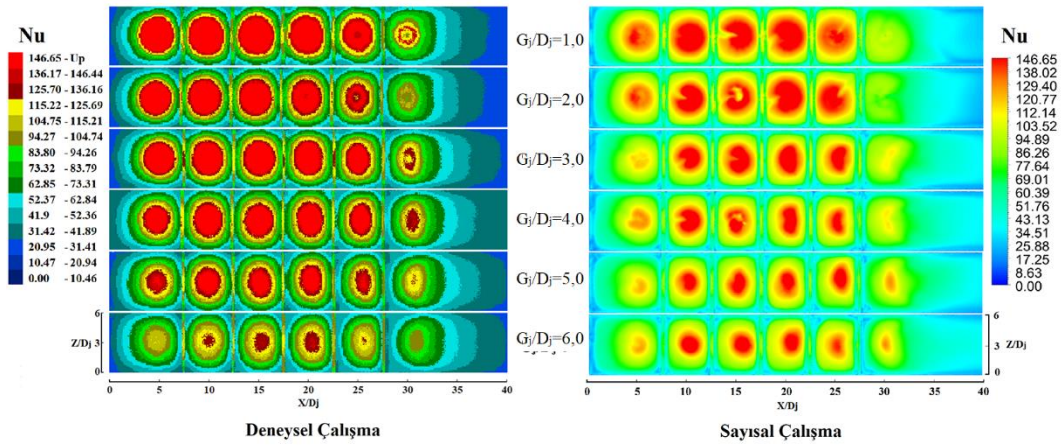
Şekil 7.9.  $Re=16250$  için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



Şekil 7.10.  $Re=21700$  için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



Şekil 7.11.  $Re=27100$  için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.



Şekil 7.12.  $Re=32500$  için kanatçıklı hedef yüzeyin deneysel ve sayısal yerel  $Nu$  dağılımının karşılaştırılması.

## 7.2. YÜZEYLERİN DENEYSEL VE SAYISAL ORTALAMA $Nu$ SAYILARININ KARŞILAŞTIRILMASI

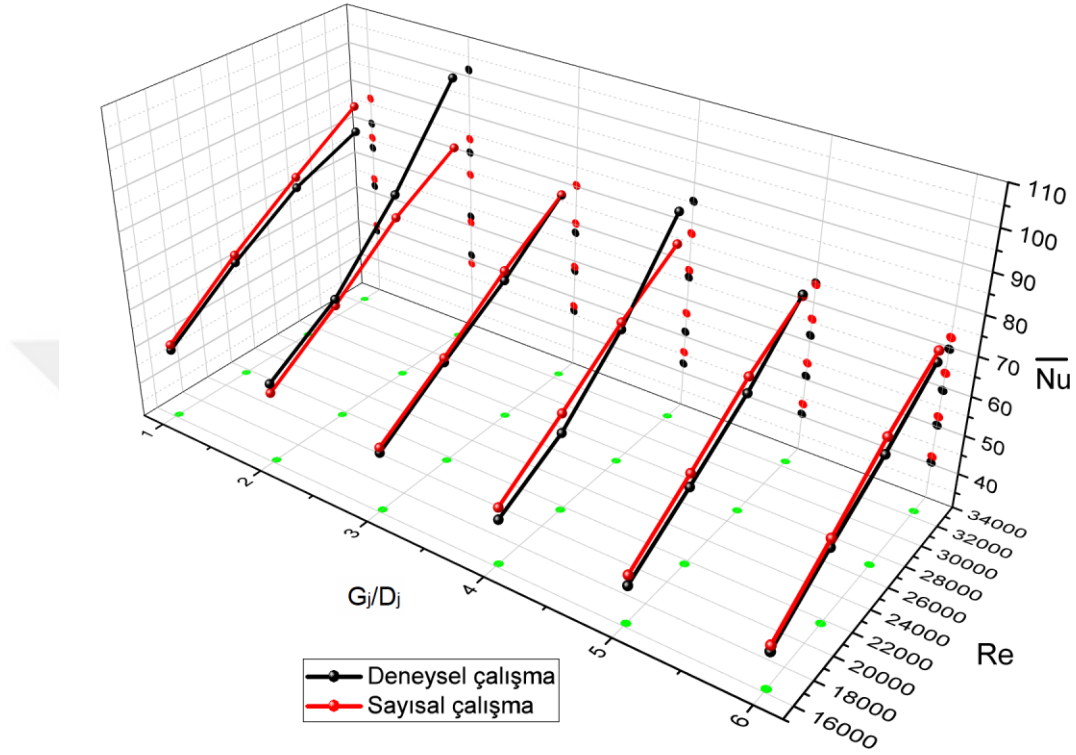
Şekil 7.13.'de düz yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayıları karşılaştırılmıştır.

$G_j/D_j=6,0$ 'da  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 40,40 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 41,95 olarak deneysel çalışmadan %3,84 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 50,23 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 52,45 olarak deneysel çalışmadan %4,40 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 59,18 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 63,51 olarak deneysel çalışmadan %7,31 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 69,48 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 72,32 olarak deneysel çalışmadan %4,08 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=5,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 40,65 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 43,34 olarak deneysel çalışmadan %6,62 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 50,90 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 54,34 olarak deneysel çalışmadan %6,76 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 61,61 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 65,79 olarak deneysel çalışmadan %6,78



yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 74,92 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 74,53 olarak deneysel çalışmadan %0,51 düşük hesaplanmıştır.



Şekil 7.13. Düz hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması.

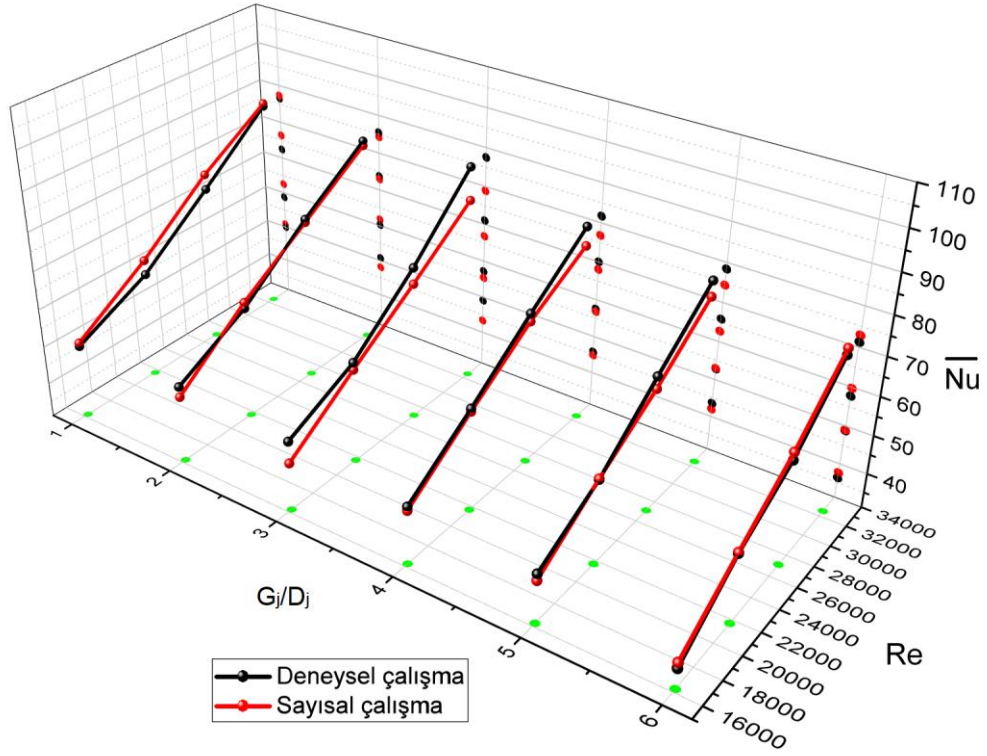
$G_j/D_j=4,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 42,54 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 45,68 olarak deneysel çalışmadan %7,38 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 51,32 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 56,36 olarak deneysel çalışmadan %9,82 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 65,98 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 67,79 olarak deneysel çalışmadan %2,75 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 85,43 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 77,28 olarak deneysel çalışmadan %9,54 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=3,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 46,12 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 47,49 olarak deneysel çalışmadan %2,98 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 57,33 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 58,47 olarak deneysel çalışmadan %1,99 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 67,74 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 70,23 olarak deneysel çalışmadan %3,68 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 80,26 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 80,31 olarak deneysel çalışmadan %0,06 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=2,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 51,62 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 49,20 olarak deneysel çalışmadan %4,69 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 62,60 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 60,98 olarak deneysel çalışmadan %2,59 düşük hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 80,13 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 74,15 olarak deneysel çalışmadan %7,47 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 101,71 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 83,72 olarak deneysel çalışmadan %17,68 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=1,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 48,92 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 50,34 olarak deneysel çalışmadan %2,91 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 61,99 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 64,00 olarak deneysel çalışmadan %3,24 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 72,86 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 75,67 olarak deneysel çalışmadan %3,86 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 79,60 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 86,47 olarak deneysel çalışmadan %8,62 yüksek hesaplanmıştır.

Şekil 7.14.'de kanatçıklı yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayıları karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüleceği üzere sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayılar deneysel sonuçlara çok yakındır.



Şekil 7.14. Kanatçıklı hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal ortalama  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması. <sup>107</sup>

$G_j/D_j=6,0$ 'da  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 36,21 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 37,68 olarak deneysel çalışmadan %4,08 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 48,74 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 49,00 olarak deneysel çalışmadan %0,54 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 57,74 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 59,74 olarak deneysel çalışmadan %3,47 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 71,22 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 72,91 olarak deneysel çalışmadan %2,36 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=5,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 43,62 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 41,94 olarak deneysel çalışmadan %3,85 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 52,76 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 52,98 olarak deneysel çalışmadan %0,41 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 65,79 iken sayısal

çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 62,69 olarak deneysel çalışmadan %4,71 düşük hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 78,38 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 74,40 olarak deneysel çalışmadan %5,08 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=4,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 45,85 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 44,85 olarak deneysel çalışmadan %2,17 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 57,54 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 56,78 olarak deneysel çalışmadan %1,32 düşük hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 70,02 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 67,99 olarak deneysel çalışmadan %2,90 düşük hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 81,71 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 76,82 olarak deneysel çalışmadan %5,98 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=3,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 49,04 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 43,36 olarak deneysel çalışmadan %11,58 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 57,25 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 55,39 olarak deneysel çalışmadan %3,25 düşük hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 71,05 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 66,80 olarak deneysel çalışmadan %5,98 düşük hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 87,51 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 78,88 olarak deneysel çalışmadan %9,86 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=2,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 50,81 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 48,12 olarak deneysel çalışmadan %5,31 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 60,21 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 61,78 olarak deneysel çalışmadan %2,62 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 73,75 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 72,92 olarak deneysel çalışmadan %1,12 düşük hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 85,50 iken

sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 84,27 olarak deneysel çalışmadan %1,44 düşük hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=1,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 49,93 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 50,85 olarak deneysel çalışmadan %1,84 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 58,73 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 62,53 olarak deneysel çalışmadan %6,46 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 72,40 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 76,34 olarak deneysel çalışmadan %5,45 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel ortalama  $Nu$  sayısı 86,51 iken sayısal çalışmadan elde edilen ortalama  $Nu$  sayısı 87,26 olarak deneysel çalışmadan %0,87 yüksek hesaplanmıştır.

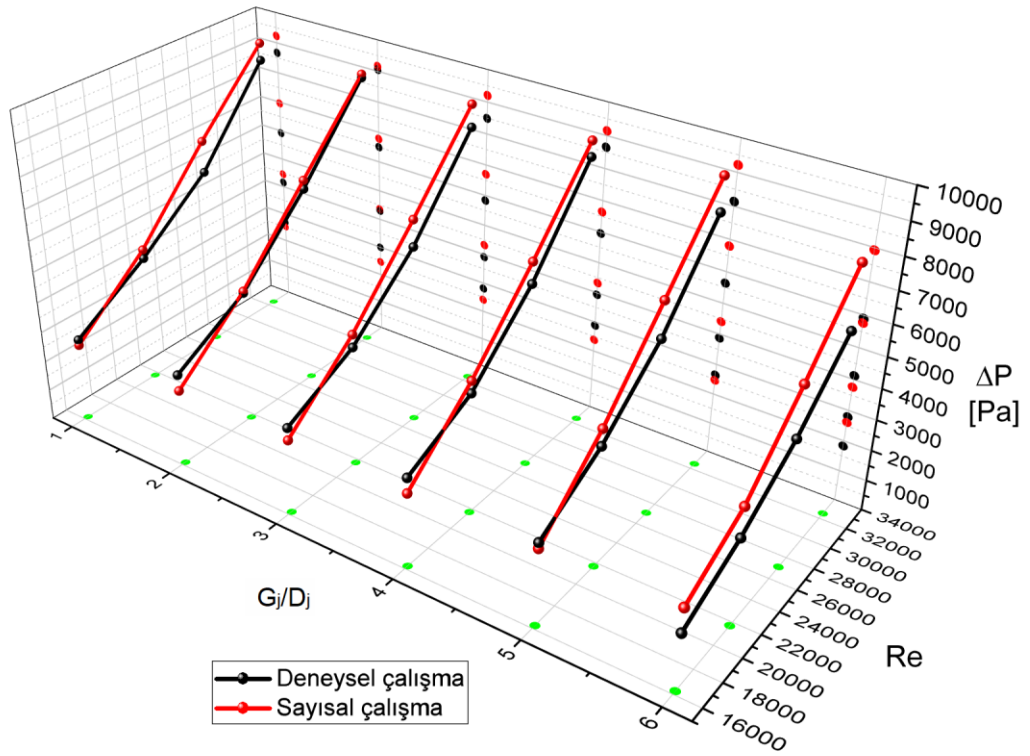
### **7.3. SİSTEMİN BASINÇ KAYIPLARININ DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI**

Şekil 7.15.'de düz yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçlarının karşılaştırması gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere düşük  $Re$  sayıları ve boyutsuz  $G_j/D_j=6,0$  nozul mesafesi haricinde diğer tüm hesaplamalarda sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan yüksek çıkmıştır.

$G_j/D_j=6,0$ 'da  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 1830 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2609 Pa olarak deneysel çalışmadan %42,55 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 2800 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 3756 Pa olarak deneysel çalışmadan %34,15 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 4120 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 5761 Pa olarak deneysel çalışmadan %39,84 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 5900 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 7924 Pa olarak deneysel çalışmadan %34,31 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=5,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2650 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2463 Pa olarak deneysel çalışmadan %7,04 düşük

hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 3870 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4409 Pa olarak deneysel çalışmadan %13,92 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5640 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6795 Pa olarak deneysel çalışmadan %20,48 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8140 Pa ölçülmüşken sayısal basınç 9215 Pa olarak deneysel çalışmadan %13,21 yüksek hesaplanmıştır.



Şekil 7.15. Düz hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=4,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2880 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2387 Pa olarak deneysel çalışmadan %17,13 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 3930 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4323 Pa olarak deneysel çalışmadan %10,00 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5950 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6639 Pa olarak deneysel çalışmadan %11,58 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8650 Pa ölçülmüşken sayısal

çalışmada basınç kaybı 9144 Pa olarak deneysel çalışmadan %5,72 yüksek hesaplanmıştır.

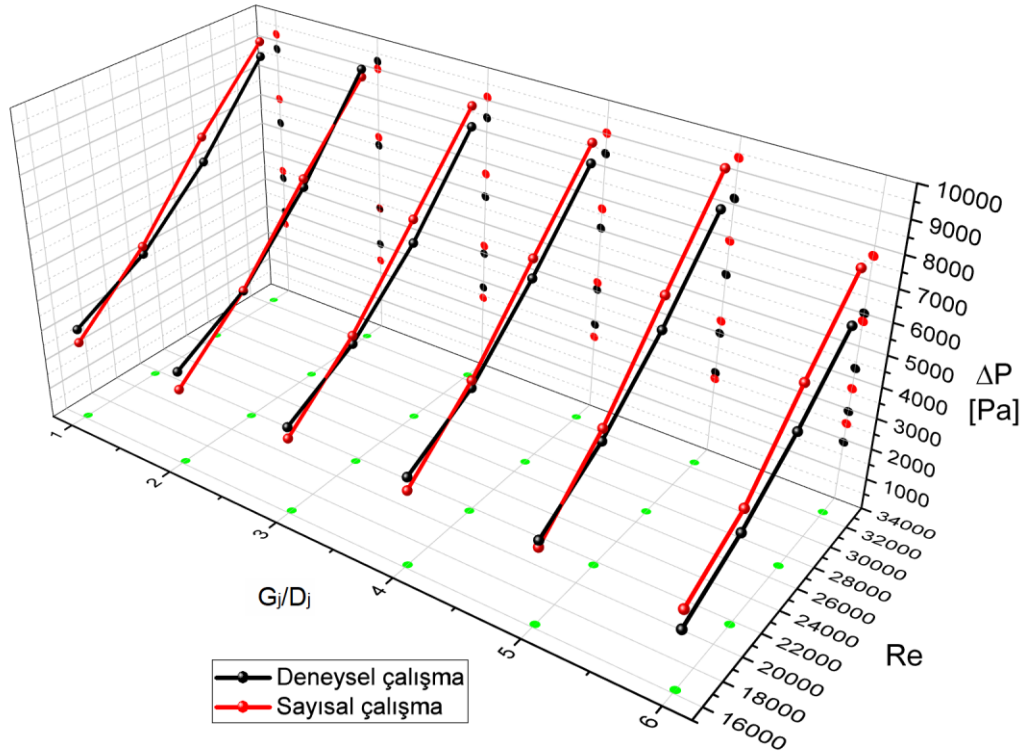
$G_j/D_j=3,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2810 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2410 Pa olarak deneysel çalışmadan %14,22 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 3910 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4324 Pa olarak deneysel çalışmadan %10,59 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5830 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6698 Pa olarak deneysel çalışmadan %14,89 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8490 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9207 Pa olarak deneysel çalışmadan %8,45 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=2,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2990 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2463 Pa olarak deneysel çalışmadan %17,61 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 4300 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4359 Pa olarak deneysel çalışmadan %1,38 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 6500 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6781 Pa olarak deneysel çalışmadan %4,33 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 9050 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9163 Pa olarak deneysel çalışmadan %1,25 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=1,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2710 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2526 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,79 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 4160 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4454 Pa olarak deneysel çalışmadan %7,06 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5920 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6957 Pa olarak deneysel çalışmadan %17,51 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8670 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9229 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,44 yüksek hesaplanmıştır.

Şekil 7.16.'da kanatçıklı yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçları karşılaştırılmıştır.

$G_j/D_j=6,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 1910 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2523 Pa olarak deneysel çalışmadan %32,08 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 2920 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 3660 Pa olarak deneysel çalışmadan %25,33 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 4300 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 5763 Pa olarak deneysel çalışmadan %34,03 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 6010 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 7712 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,44 yüksek hesaplanmıştır.



Şekil 7.16. Kanatçıklı hedef yüzeylerin deneysel ve sayısal basınç kaybı sonuçlarının karşılaştırılması.

$G_j/D_j=5,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2680 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2465 Pa olarak deneysel çalışmadan %8,02 düşük



hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 3980 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4374 Pa olarak deneysel çalışmadan %9,90 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5860 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6898 Pa olarak deneysel çalışmadan %17,71 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8180 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9370 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,44 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=4,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2860 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2434 Pa olarak deneysel çalışmadan %14,88 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 4050 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4286 Pa olarak deneysel çalışmadan %5,83 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 6070 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6683 Pa olarak deneysel çalışmadan %10,09 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8400 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9020 Pa olarak deneysel çalışmadan %7,38 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=3,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 2790 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2422 Pa olarak deneysel çalışmadan %13,18 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 3970 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4239 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,78 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 5900 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 6650 Pa olarak deneysel çalışmadan %12,72 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8450 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9096 Pa olarak deneysel çalışmadan %7,64 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=2,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 3050 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2456 Pa olarak deneysel çalışmadan %19,46 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 4320 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4326 Pa olarak deneysel çalışmadan %0,14 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 6500 Pa ölçülmüşken sayısal

çalışmada basınç kaybı 6774 Pa olarak deneysel çalışmadan %4,21 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 9260 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9015 Pa olarak deneysel çalışmadan %2,64 yüksek hesaplanmıştır.

$G_j/D_j=1,0$ 'de  $Re=16250$  için deneysel basınç kaybı 3010 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 2564 Pa olarak deneysel çalışmadan %14,81 düşük hesaplanmıştır.  $Re=21700$  için deneysel basınç kaybı 4250 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 4510 Pa olarak deneysel çalışmadan %6,11 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=27100$  için deneysel basınç kaybı 6210 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 7038 Pa olarak deneysel çalışmadan %13,34 yüksek hesaplanmıştır.  $Re=32500$  için ise deneysel basınç kaybı 8730 Pa ölçülmüşken sayısal çalışmada basınç kaybı 9216 Pa olarak deneysel çalışmadan %5,57 yüksek hesaplanmıştır.

## BÖLÜM 8

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada gaz türbin kanatlarının soğutulmasında uygulanan jet çarpmalı soğutma yönteminin ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Literatürde yer alan jet çarpmalı soğutma ile ilgili yapılan çalışmalara ilave olarak jet delikleri hedef yüzeye doğru nozul ile uzatılmıştır. Böylelikle soğutulmak istenen hedef yüzey üzerinde ısı transfer performansının artırılması sağlanarak türbin kanadında nozullu jet çarpmalı soğutmanın uygulanabilirliğinin ortaya konulması amaçlanmıştır. Bu amaçla, yapılan bu çalışmada 6 adet tek sıralı nozullu jet çarpmalı soğutma sisteminin, soğutulmak istenen hedef yüzeyi üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımına, ortalama  $Nu$  sayısına, sistemin basınç kaybına ve akış karakteristiklerine etkisi ile jet deliklerinin nozul ile uzatılmasının performans değerlendirme kriteri incelenmiştir.

Jet çarpmalı soğutmada jet deliklerinin hedef yüzeye doğru nozul ile uzatılmasının ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerine etkisini ortaya koymak için;

1. Jet deliklerinde  $Re$  sayısı sırasıyla 16250, 21700, 27100 ve 32500 olacak şekilde dört farklı  $Re$  sayıları,
2. 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 ve 6,0 olacak şekilde farklı  $G_j/D_j$  nozul boşlukları,
3. Düz yüzey ve yüzey üzerine her biri boyutsuz kanatçık yüksekliği  $H_r/D_j=0,42$  ve genişliği  $W_r/D_j=0,33$  olan kanatçıkların yerleştirildiği kanatçıklı yüzey olacak şekilde iki farklı yüzey,

olmak üzere toplamda 48 farklı parametre incelenmiştir.

Oluşturulan geometride, jet plakasında her biri dairesel kesitli ve  $D_j=6$  mm çapında olan sıralı 6 adet jet yerleştirilmiştir. Test modellerinde  $X_n/D_j=5$ ,  $Y_n/D_j=6$ ,  $Z_n/D_j=6$  ve boyutsuz yüzey uzunluğu ise  $X/D_j=40$  olarak belirlenmiştir. Üst kanalın boyutsuz genişliği  $Z_n/D_j=6$  ve yüksekliği  $Y_n/D_j=6$  alınmıştır.

Deneysel çalışmada yüzey üzerindeki taşınım ısı transferi katsayısı *TLC* yöntemiyle elde edilmiştir. Bu amaçla deneyler sırasında ısı kaybını en aza indirmek ve *TLC* ile kaplanmış hedef yüzeyin renk değişimini görüntüleyebilmek için deney modelleri 10 mm kalınlığında düşük ısı iletim katsayısına sahip şeffaf pleksiglastan imal edilmiştir.

Sayısal çalışmalar Ansys FLUENT 19.2 ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalar *SST k- $\omega$  low Re correction* türbülans modeliyle gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli tercihi nedeniyle her bir test modelinin hedef yüzeyi üzerinde  $y^+ \cong 1,0$  olacak şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur. Yapılan hesaplamaların sonucu ağ yapısından ve iterasyon sayısından bağımsızlaştırılmıştır. Sayısal çalışmanın modelinden elde edilen sonuçların deney sonuçları ile uyumlu olduğu tespit edildikten sonra tüm parametrelerin hesaplamaları oluşturulan bu sayısal model üzerinden yapılmıştır.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler aşağıdaki gibidir;

1. Deneysel sonuçlara göre nozul uzunluğunun artması yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranını arttırmıştır. Düz yüzeyler üzerinde tüm *Re* sayıları için en yüksek ortalama *Nu* sayıları  $G_j/D_j=2,0$ 'de ölçülmüştür. En düşük ortalama *Nu* sayıları ise tüm *Re* sayıları için  $G_j/D_j=6,0$ 'da (nozulsuz modelde) ölçülmüştür. Buna göre jet plakasında jet deliğinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması düz yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranını arttırmakta ve ortalama *Nu* sayısında %31,69'a (*Re*=32500 için) kadar bir artış sağlayacağı deney sonuçlarından görülmüştür. Kanatçıklı yüzeyler üzerinde ise *Re*=27100'e kadar en yüksek ortalama *Nu* sayıları  $G_j/D_j=2,0$ 'de ölçülmüşken *Re*=32500 için  $G_j/D_j=3,0$ 'de ölçülmüştür. En düşük ortalama *Nu* sayıları ise tüm *Re* sayıları için  $G_j/D_j=6,0$ 'da (nozulsuz modelde) ölçülmüştür. Buna göre jet plakasında jet deliğinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması kanatçıklı yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranını arttırmakta ve

ortalama  $Nu$  sayısında %40,32'ye ( $Re=16250$  için) kadar bir artış sağlayacağı deney sonuçlarından görülmüştür.

2. Sayısal sonuçlarda da deneysel sonuçlarda olduğu gibi  $G_j/D_j$ 'nin azalması yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranını arttırmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda hem düz hem de kanatçıklı yüzeyler üzerinde tüm  $Re$  sayılarında en yüksek ortalama  $Nu$  sayıları  $G_j/D_j=1,0$ 'de tespit edilmiştir. En düşük ortalama  $Nu$  sayıları ise tüm  $Re$  sayıları için  $G_j/D_j=6,0$ 'da hesaplanmıştır. Buna göre jet plakasında jet deliğinin nozul ile hedef yüzeye doğru uzatılması hem düz hemde kanatçıklı yüzeyler üzerinde gerçekleşen ısı transfer oranını arttırmakta ve ortalama  $Nu$  sayısında düz yüzeyde %18,05'e ( $Re=21700$  için), kanatçıklı yüzeyde ise %25,89'a ( $Re=16250$  için) kadar bir artış sağlanacağı yapılan sayısal hesaplamalardan da görülmüştür.
3. Hem deneysel hem de sayısal sonuçlara göre  $G_j/D_j$ 'nin artmasıyla birlikte jet profilinin çapraz akıştan etkilendiği ve jetin hedef yüzeyde çarptığı bölgeyi akış yönüne doğru kaydırıldığı tespit edilmiştir. Nozul uzunluğunun artması ise bu kaymaları ortadan kaldırdığı görülmüştür. Sayısal sonuçlara göre,  $G_j/D_j$ 'nin azalması jet akışını düzenlediği, jetin kanal içerisinde çapraz akışla temasını kestiği ve jet yapısında yaşanan bozulmaların önüne geçerek bu kaymaları ortadan kaldırdığı görülmüştür. Bununla birlikte nozulsuz ve  $G_j/D_j$ 'nin fazla olduğu medellerde jetin nozul ucundan ayrılması ile birlikte hızında düşüş yaşandığı tespit edilmiştir. Nozul uzunluğunun artması jet hızındaki bu düşüşü en aza indirmiştir. Bu nedenle  $G_j/D_j$ 'nin düşük olduğu test modellerinde nozul ucundan çıkan ve yüzeye çarpan jetin hızının nozulsuz olan modellerden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu durum,  $G_j/D_j$ 'nin düşük olduğu modellerin hedef yüzeyi üzerinde,  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerin hedef yüzeyine göre neden daha yüksek yerel ve ortalama  $Nu$  sayılarının elde edildiğini açıklamaktadır.
4. Deney sonuçlarına göre, tüm  $Re$  sayıları için  $G_j/D_j$ 'nin 6,0'dan 2,0'a kadar inmesiyle ortalama  $Nu$  sayısının arttığı,  $G_j/D_j=2,0$ 'nin altına düşmesiyle tekrar kötüleşmeye başladığını ortaya koymuştur. Bunun nedeni  $G_j/D_j=2,0$ 'nin

altındaki boyutsuz nozul boşluğunda yüzey üzerinde oluşan durgun bölgenin alanının artmasına bunun da yüzeyin ısı transfer performansını düşürmesine bağlanmıştır.

5. Yüzeyler üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımına bakıldığında deney sonuçlarına göre  $G_j/D_j$ 'nin yüksek olduğu modellerde, ortadaki jetlerin çarptığı yüzey üzerinde, akış boyunca ilk ve son jetlerin çarptığı yüzeylere göre daha yüksek yerel  $Nu$  sayıları elde edilmiştir. Diğer taraftan  $G_j/D_j$ 'nin azalmasıyla yüzeyin tamamında yerel  $Nu$  sayılarında artış görülürken özellikle akış yönüne göre baş sıradaki jetlerin yerel  $Nu$  sayılarındaki artış oranı daha fazla olmuştur. Sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında *SST k- $\omega$  low Re correction* türbülans modelinin boyutsuz  $G_j/D_j=6,0; 5,0; 4,0$  ve  $3,0$  mesafelerinde yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısı dağılımını oldukça hassas bir şekilde çözümleyebildiği, buna karşın deneysel sonuçlarla sayısal sonuçlar arasındaki farkın  $G_j/D_j=2,0$  ve  $1,0$  olan modellerin özellikle akış yönüne göre başlardaki jetlerde ortaya çıktığı görülmüştür. Bunun nedeni,  $G_j/D_j$ 'nin fazlaca azalmasıyla akış ayrımlarının ve tekrar birleşmelerin türbülans modelinin performansını önemli ölçüde etkilediği ve bunun sonucunda ilk jetleri hassas bir şekilde çözümleyememesine bağlanmıştır.
6. Deneysel sonuçlarına göre  $G_j/D_j$ 'nin azalması basınç kaybını da arttırmıştır. En yüksek basınç kaybı  $G_j/D_j=2,0$ 'de, en düşük ise  $G_j/D_j=6,0$ 'da ölçülmüştür. Bununla birlikte düz yüzeyle kanatçıklı yüzeyin basınç kayıpları karşılaştırıldığında az miktarda kanatçıklı yüzeyin basınç kaybının düz yüzeyden yüksek olduğu tespit edilmiştir. Sayısal sonuçlarda da  $G_j/D_j$ 'nin azalması basınç kaybını arttırmıştır. En yüksek basınç kaybı  $Re=27100$ 'e kadar olan akışlar için  $G_j/D_j=1,0$ 'de,  $Re=32500$  için ise  $G_j/D_j=5,0$ 'de, en düşük ise  $G_j/D_j=6,0$ 'da hesaplanmıştır. Bununla birlikte düz ve kanatçıklı yüzeylerin basınç kaybı karşılaştırıldığında yapılan hesaplamalardan önemli bir farkın oluşmadığı tespit edilmiştir.
7. Hız profillerine bakıldığında jet profillerinin tam olarak geliştiği nozul boşluğu,  $Re=16250$  için  $G_j/D_j=2,0$ ;  $Re=21700$  için  $G_j/D_j=3,0$ ;  $Re=27100$  için

$G_j/D_j=4,0$ ;  $Re=32500$  için ise  $G_j/D_j=5,0$  olduğu tespit edilmiştir. Bu oranların altındaki modellerde jetlerde jet profillerinin tam olarak gelişmeden ve sabit hız çekirdeği bölgesindeyken hedef yüzeye çarptığı tespit edilmiştir. Bu durumun aynı zamanda yüzey üzerinde durgun bölgenin alanını da arttırdığı tespit edilmiştir. Bu oranların üstündeki modellerde ise jet profillerinin tam geliştikten sonra yüzeye çarptığı ve durgun bölgelerin alanının azaldığı değerlendirilebilir.

8. Kanatçıklı yüzeylerde  $G_j/D_j$ 'nin artmasıyla birlikte kanatçıktan sonraki yüzey üzerinde yerel  $Nu$  sayısını önemli ölçüde düşürdüğü tespit edilmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin azalmasıyla bu durum ortadan kalkmıştır ve bunun sonucunda yüzey üzerinde daha dengeli bir ısı transferi gerçekleştirildiği sonucuna varılmıştır.
9. Sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçlara göre yüksek  $Re$  sayılarında  $G_j/D_j$ 'nin fazlaca azalması son iki jetin yerel  $Nu$  sayısını diğer modellere göre düşürmektedir. Bu durum bu bölgede jet profilinin tam olarak gelişmemesine ve çapraz akışın ısı transferini olumsuz etkilemesine bağlanmıştır.
10. Sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması sonucunda boyutsuz  $G_j/D_j=3,0$  ve üzerindeki nozul boşluğu olan modellerde ortalama  $Nu$  sayısı en fazla %9.82,  $G_j/D_j<2,0$ 'de ise en fazla %17,68 hata oranıyla hesaplanmıştır. Hesaplama maliyetinin düşük ve hassas sonuçlar vermesi nedeniyle nozullu jet çarpmalı soğutmanın sayısal çalışmalarında *SST k- $\omega$  low Re correction* türbülans modelinin tercih edilebileceği değerlendirilmiştir.
11. Hem deney sonuçlarına hem de sayısal sonuçlara göre nozulsuz modelde özellikle son jetlerde jetlerin hedef yüzeyde çarpması gereken noktadan sapmalar meydana geldiği ve hedef yüzey üzerinde çarpma noktasının akış doğrultusuna doğru kaydığı tespit edilmiştir.  $G_j/D_j$ 'nin azalması bu kaymaları azaltmakta ve hatta ortadan kaldırmaktadır.

12. Jet çarpmalı soğutmada jet deliklerinin nozul ile yüzeye doğru uzatılması, yüzeyin yerel ve ortalama  $Nu$  sayısını arttırdığı gibi sistemin basınç kaybını da arttırmaktadır. Bu nedenle jet deliklerinin jet çarpmalı soğutmada nozul ile uzatılmasının etkin bir yol olup olmadığını ortaya koymak için performans değerlendirme kriteri incelenmiş ve düz yüzeyde en yüksek PEC değeri 1,27 ile  $Re=32500$ 'de ve  $G_j/D_j=2,0$ 'de elde edilmişken kanatçıklı yüzeyde 1,11 ile  $Re=27100$ 'de ve  $G_j/D_j=1,0$ 'de edilmiştir. Bu sonuca göre iyi tasarlanmış nozul boşluğu ile birlikte dizayn edilmiş jet çarpmalı soğutmanın türbin kanatlarının soğutulmasında etkin bir şekilde uygulanabilir bir yöntem olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmanın deneysel ve sayısal sonuçlarına göre jet çarpmalı soğutmada jet deliklerinin nozul ile hedef yüzeye yaklaştırılması, yüzeyin ısı transfer performansını arttırdığı tespit edilmiştir. Bu nedenle bu çalışmadan elde edilen bilgiler bundan sonraki çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ve bilgiler ışığında türbin kanatlarında jet çarpmalı soğutmanın daha detaylı incelenmesi ve etkinliğinin artırılması için gelecekte yapılabilecek çalışmalar ve öneriler aşağıda sunulmuştur.

1. Bu çalışmada hedef yüzey düz olarak modellenmiştir. Türbin kanadının özellikle sıcak akışkanla ilk temas ettiği baş bölümünün iç yüzeyi iç bükey yapıdadır. Nozullu jet çarpmalı soğutma yöntemi iç bükey yüzey üzerinde de uygulanarak yüzeyin ısı transfer karakteristikleri incelenebilir.
2. Farklı  $Y_n/D_j$  ve  $X_n/D_j$  mesafelerinde nozullu jet çarpmalı soğutma incelenebilir.
3. Açılı nozul ucunun yüzeyin ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisi incelenebilir.
4. Akış yönüne doğru kademeli olarak kısalan veya uzayan nozul uzunluklu modeller incelenebilir.
5. Çok sıralı jet çarpmalı soğutmada nozulun ısı transfer performansına etkisi incelenebilir.
6. Nozullu jet çarpmalı soğutma sistemi farklı geometrilerle pürüzlendirilmiş yüzeyler üzerinde incelenebilir.



7. Nozullu jet çarpmalı soğutma yönteminde farklı türbülans modellerinin sonuçlara etkisi ve hassasiyeti incelenebilir.



## KAYNAKLAR

1. Fu, W. L., Wright, L. M., and Han, J.C., "Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels (AR=1:2 and AR=1:4) with 45 deg angled rib turbulators", *Journal of Turbomachinery*, 127 (1): 164–174 (2005).
2. Lakshminarayana, B., "Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery ", *John Wiley & Sons, Inc.*, New York, (1995).
3. Hyung, Cho, H., Kim, K. M., and Song, J., "Cooling systems: energy, engineering and applications, applications of impingement jet cooling systems", *Department of Mechanical Engineering, Yonsei University*, Seoul, (2011).
4. Gauntner, James W.; Livingood, John N.B.; Hrycak, P., "Survey of literature on flow characteristics of a single jet impinging on a flat plate ", (NASA TN D-5652): *National Aeronautics And Space Administration*, Washington, D. C., (1970).
5. Blevins, R. D., "Applied fluid dynamics handbook", *Krieger Pub. Co.*, Malabar, Fla., (1992).
6. Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. A., and Button, B. L., "A review of heat transfer data for single circular jet impingement", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 13 (2): 106–115 (1992).
7. Schlichting, H., "Boundary-layer theory ", *McGraw-Hill*, New York, (1979).
8. Viskanta, R., "Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6 (2): 111–134 (1993).
9. Tani, I. and Komatsu, Y., "Impingement of a round jet on a flat surface", *Applied Mechanics*, 672–676 (1966).
10. Giralt, F., Chia, C.-J., and Trass, O., "Characterization of the impingement region in an axisymmetric turbulent jet", *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 16 (1): 21–28 (1977).
11. Bailey, J. C. and Bunker, R. S., "Local heat transfer and flow distributions for impinging jet arrays of dense and sparse extent", *Volume 3: Turbo Expo 2002, Parts A and B*, 855–864 (2002).
12. Florschuetz, L. W. and Su, C. C., "Effects of crossflow temperature on heat transfer within an array of impinging jets", *Journal of Heat Transfer*, 109 (1): 74 (1987).
13. Allauddin, U., Uddin, N., and Weigand, B., "Heat transfer enhancement by jet

- impingement on a flat surface with detached-ribs under cross-flow conditions", *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 63 (12): 921–940 (2013).
14. Xiao, Y., Tang, H. W., Liang, D. F., and Zhang, J. D., "Numerical study of hydrodynamics of multiple tandem jets in cross flow", *Journal of Hydrodynamics*, 23 (6): 806–813 (2011).
  15. Naik-Nimbalkar, V. S., Suryawanshi, A. D., Patwardhan, A. W., Banerjee, I., Padmakumar, G., and Vaidyanathan, G., "Twin jets in cross-flow", *Chemical Engineering Science*, 66 (12): 2616–2626 (2011).
  16. Metzger, D. E., Florschuetz, L. W., Takeuchi, D. I., Behee, R. D., and Berry, R. A., "Heat transfer characteristics for inline and staggered arrays of circular jets with crossflow of spent air", *Journal of Heat Transfer*, 101 (3): 526–531 (1979).
  17. Kercher, D. M. and Tabakoff, W., "Heat transfer by a square array of round air jets impinging perpendicular to a flat surface including the effect of spent air", *Journal of Engineering for Power*, 92 (1): 73 (1970).
  18. Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A., and Eiamsa-ard, S., "Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted-tape swirl generators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (1): 102–107 (2012).
  19. Florschuetz, L. W., Berry, R. A., and Metzger, D. E., "Periodic Streamwise Variations of Heat Transfer Coefficients for Inline and Staggered Arrays of Circular Jets with Crossflow of Spent Air", *Journal of Heat Transfer*, 102 (1): 132 (1980).
  20. Koopman, R. N. and Sparrow, E. M., "Local and average transfer coefficients due to an impinging row of jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19 (6): 673–683 (1976).
  21. Guoneng, L., Zhihua, X., Youqu, Z., Wenwen, G., and Cong, D., "Experimental study on convective heat transfer from a rectangular flat plate by multiple impinging jets in laminar cross flows", *International Journal of Thermal Sciences*, 108 (1): 123–131 (2016).
  22. Florschuetz, L. W., Truman, C. R., and Metzger, D. E., "Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow", *Journal of Heat Transfer*, 103 (2): 337–346 (1981).
  23. Lee, J., Ren, Z., Ligrani, P., Lee, D. H., Fox, M. D., and Moon, H.-K., "Cross-flow effects on impingement array heat transfer with varying jet-to-target plate distance and hole spacing", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75 (1): 534–544 (2014).
  24. Huang, Y., Ekkad, S. V., and Han, J.-C., "Detailed heat transfer distributions under an array of orthogonal impinging jets", *Journal of Thermophysics and*

- Heat Transfer*, 12 (1): 73–79 (1998).
25. Wang, T., Lin, M., and Bunker, R. S., "Flow and heat transfer of confined impingement jets cooling", *Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration ASME*, Munich, V003T01A031, (2000).
  26. Rundström, D. and Moshfegh, B., "Large-eddy simulation of an impinging jet in a cross-flow on a heated wall-mounted cube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (3–4): 921–931 (2009).
  27. Tan, L., Zhang, J. Z., and Xu, H. S., "Jet impingement on a rib-roughened wall inside semi-confined channel", *International Journal of Thermal Sciences*, 86 (1): 210–218 (2014).
  28. Wang, L., Sundén, B., Borg, A., and Abrahamsson, H., "Control of jet impingement heat transfer in crossflow by using a rib", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (19–20): 4157–4166 (2011).
  29. Zhang, D., Qu, H., Lan, J., Chen, J., and Xie, Y., "Flow and heat transfer characteristics of single jet impinging on protrusioned surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58 (1–2): 18–28 (2013).
  30. Wang, C., Wang, L., and Sundén, B., "A novel control of jet impingement heat transfer in cross-flow by a vortex generator pair", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88 (1): 82–90 (2015).
  31. Akfirat, J. C. and Company, F. M., "The role of turbulence in determining the heat-transfer characteristics of impinging jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8 (10): 1261–1272 (1965).
  32. Goldstein, R. J. and Behbahani, A. I., "Impingement of a circular jet with and without cross flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25 (9): 1377–1382 (1982).
  33. Lytle, D. and Webb, B. W., "Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (12): 1687–1697 (1994).
  34. Yan, X. and Saniei, N., "Heat transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (6): 591–599 (1997).
  35. Li, C. Y. and Garimella, S. V., "Prandtl-number effects and generalized correlations for confined and submerged jet impingement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (18): 3471–3480 (2001).
  36. Sang-Joon, L., Jung-Ho, L., and Dae-Hee, L., "Local heat transfer measurements from an elliptic jet impinging on a flat plate using liquid crystal", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (6): 967–976 (1994).

37. Lee, J. and Lee, S. J., "The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (4): 555–575 (2000).
38. Yan, W. M., Mei, S. C., Liu, H. C., Soong, C. Y., and Yang, W. J., "Measurement of detailed heat transfer on a surface under arrays of impinging elliptic jets by a transient liquid crystal technique", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (24): 5235–5245 (2004).
39. Li, C.-Y. and Garimella, S. V., "Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (21): 3997–4007 (2001).
40. Uysal, U., Korkmaz, Y., and Chyu, M. K., "Effect of jet shape on the heat transfer in trailing edge model", *Proceeding of First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference*, New York, 1233–1244, (2016).
41. Elwekeel, F. N. M. and Abdala, A. M. M., "Effects of mist and jet cross-section on heat transfer for a confined air jet impinging on a flat plate", *International Journal of Thermal Sciences*, 108 (1): 174–184 (2016).
42. Rao, Y., Liu, Y., and Wan, C., "Multiple-jet impingement heat transfer in double-wall cooling structures with pin fins and effusion holes", *International Journal of Thermal Sciences*, 133 (1): 106–119 (2018).
43. Wan, C., Rao, Y., and Chen, P., "Numerical predictions of jet impingement heat transfer on square pin-fin roughened plates", *Applied Thermal Engineering*, 80 (1): 301–309 (2015).
44. Xu, P., Sasmito, A. P., and Mujumdar, A. S., "A computational study of heat transfer under twin turbulent slot jets impinging on planar smooth and rough surfaces", *Thermal Science*, 20 (1): 47–57 (2016).
45. Xu, P., Sasmito, A. P., Qiu, S., Mujumdar, A. S., Xu, L., and Geng, L., "Heat transfer and entropy generation in air jet impingement on a model rough surface", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72 (1): 48–56 (2016).
46. Xu, P., Qiu, S., Yu, M., Qiao, X., and Mujumdar, A. S., "A study on the heat and mass transfer properties of multiple pulsating impinging jets", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (3): 378–382 (2012).
47. Qiu, S., Xu, P., Geng, L., Mujumdar, A., Jiang, Z., and Yang, J., "Enhanced heat transfer characteristics of conjugated air jet impingement on a finned heat sink", *Thermal Science*, 21 (1 Part A): 279–288 (2015).
48. Hofmann, H. M., Kaiser, R., Kind, M., and Martin, H., "Calculations of steady and pulsating impinging jets - An assessment of 13 widely used turbulence models", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 51 (6): 565–583

- (2007).
49. Kannan, B. T. and Sundararaj, S., "Steady state jet impingement heat transfer from axisymmetric plates with and without grooves", *Procedia Engineering*, 127 (1): 25–32 (2015).
  50. Sharif, M. A. R. and Mothe, K. K., "Evaluation of turbulence models in the prediction of heat transfer due to slot jet impingement on plane and concave surfaces", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 55 (4): 273–294 (2009).
  51. Zhou, T., Xu, D., Chen, J., Cao, C., and Ye, T., "Numerical analysis of turbulent round jet impingement heat transfer at high temperature difference", *Applied Thermal Engineering*, 100 (1): 55–61 (2016).
  52. Behniet, M., Parneix, S., and Durbin, P. A., "Prediction of heat transfer in an axisymmetric turbulent jet impinging on a flat plate", *Pergamonl Im. J. Heat Mass Transfer*, 41 (12): 1845–1855 (1998).
  53. Taie, A. Al and Abd, H. S., "Experimental and numerical investigation of impingement cooling of gas turbine combustion chamber liner", *Journal of Basic and Applied Scientific Research*, 7 (1): 17–35 (2017).
  54. Dutta, R., Dewan, A., and Srinivasan, B., "Comparison of various integration to wall (ITW) RANS models for predicting turbulent slot jet impingement heat transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65 (1): 750–764 (2013).
  55. Sharif, M. A. R. and Banerjee, A., "Numerical analysis of heat transfer due to confined slot-jet impingement on a moving plate", *Applied Thermal Engineering*, 29 (2–3): 532–540 (2009).
  56. Yang, Y. T., Wei, T. C., and Wang, Y. H., "Numerical study of turbulent slot jet impingement cooling on a semi-circular concave surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (1–3): 482–489 (2011).
  57. Rhea, S., Bini, M., Fairweather, M., and Jones, W. P., "RANS modelling and LES of a single-phase, impinging plane jet", *Computers and Chemical Engineering*, 33 (8): 1344–1353 (2009).
  58. Zuckerman, N. and Lior, N., "Jet impingement heat transfer: Correlations, and numerical modeling", *Journal of Heat Transfer*, 127 (C): 544–552 (2006).
  59. Kadiyala, P. K. and Chattopadhyay, H., "Numerical analysis of heat transfer from a moving surface due to impingement of slot jets", *Heat Transfer Engineering*, 39 (2): 98–106 (2018).
  60. Ekiciler, R., Çetinkaya, M. S. A., and Arslan, K., "Convective heat transfer investigation of a confined air slot-jet impingement cooling on corrugated surfaces with different wave shapes", *Journal of Heat Transfer*, 141 (2): (2019).

61. Bhagwat, A. B. and Sridharan, A., "Numerical simulation of oblique air jet impingement on a heated flat plate", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 9 (1): 11010–11017 (2016).
62. Xing, Y., Spring, S., and Weigand, B., "Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets", *Journal of Heat Transfer*, 132 (9): 092201 (2010).
63. El-Gabry, L. A. and Kaminski, D. A., "Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets", *Journal of Turbomachinery*, 127 (3): 532 (2005).
64. Penumadu, P. S. and Rao, A. G., "Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system", *Applied Thermal Engineering*, 110 (1): 1511–1524 (2017).
65. Baghel, K., Sridharan, A., and Murallidharan, J. S., "Numerical study of free surface jet impingement on orthogonal surface", *International Journal of Multiphase Flow*, 113 (1): 89–106 (2019).
66. Chen, L., Brakmann, R. G. A., Weigand, B., Rodriguez, J., Crawford, M., and Poser, R., "Experimental and numerical heat transfer investigation of an impingement jet array with V-ribs on the target plate and on the impingement plate", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 68 (1): 126–138 (2017).
67. Xing, Y., Spring, S., and Weigand, B., "Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on a flat and micro-rib roughened plate with different crossflow schemes", *International Journal of Thermal Sciences*, 50 (7): 1293–1307 (2011).
68. Arvind Rao, G., Levy, Y., and Kitron-belinkov, M., "Heat transfer characteristics of a multiple jet impingement system", *Heat Transfer Characteristics of a Multiple Jet Impingement System*, Tel-Aviv, 1–15, (2009).
69. Ganatra, K. A. and Singh, D., "Comparison of various RANS models for impinging round jet cooling from a cylinder", *Journal of Heat Transfer*, 141 (6): 64503–64511 (2019).
70. Azad, G. S., Huang, Y., and Han, J.-C., "Impingement heat transfer on dimpled surfaces using a transient liquid crystal technique", *Journal of thermophysics and heat transfer*, 14 (2): 186–193 (2000).
71. Taslim, M. E., Setayeshgar, L., and Spring, S. D., "An experimental evaluation of advanced leading edge impingement cooling concepts", *Journal of Turbomachinery*, 123 (1): 147–153 (2000).
72. Ekkad, S. V. and Kontrovitz, D., "Jet impingement heat transfer on dimpled target surfaces", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23 (1): 22–28 (2002).
73. Kanokjaruvijit, K. and Martinez-Botas, R. F., "Jet impingement on a dimpled

- surface with different crossflow schemes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (1): 161–170 (2005).
74. Kanokjaruvijit, K. and Martinez-Botas, R. F., "Heat transfer and pressure investigation of dimple impingement", *Journal of Turbomachinery*, 130 (1): 11003–11011 (2007).
  75. Kanokjaruvijit, K. and Martinez-Botas, R. F., "Heat transfer correlations of perpendicularly impinging jets on a hemispherical-dimpled surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (15–16): 3045–3056 (2010).
  76. Kanokjaruvijit, K. and Martinez-Botas, R. F., "An experimental investigation of the heat transfer due to multiple jets impinging normally on a dimpled surface", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 218 (11): 1337–1347 (2004).
  77. Kanokjaruvijit, K., Thawongamyingsakul, C., and Wongwises, S., "Numerical investigation of an axi-symmetric laminar jet impinging on a dimpled surface under uniform heat flux using a finite element method", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24 (9): 1809–1818 (2010).
  78. Jing, Q., Zhang, D., and Xie, Y., "Numerical investigations of impingement cooling performance on flat and non-flat targets with dimple/protrusion and triangular rib", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126 (Part-A): 169–190 (2018).
  79. Hout, R. van, Rinsky, V., Sasson, N., Hershovich, C., Tshuva, M., and Grobman, Y. J., "Axisymmetric jet impingement on a dimpled surface: Effect of impingement location on flow field characteristics", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 74 (July): 53–64 (2018).
  80. Zhang, D., Yang, K., Qu, H. C., and Gao, J., "Numerical investigation of heat transfer performance of synthetic jet impingement onto dimpled/protrusioned surface", *Thermal Science*, 19 (1): 221–229 (2015).
  81. Sriromreun, P. and Sriromreun, P., "Experimental and numerical studies of heat transfer characteristics for impinging jet on dimple surfaces", *Chemical Engineering Transactions*, 70 (1): 1273–1278 (2018).
  82. Sriromreun, P. and Sriromreun, P., "A numerical and experimental investigation of dimple effects on heat transfer enhancement with impinging jets", *Energies*, 12 (5): 813 (2019).
  83. Katti, V. and Prabhu, S. V., "Heat transfer enhancement on a flat surface with axisymmetric detached ribs by normal impingement of circular air jet", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29 (5): 1279–1294 (2008).
  84. Gau, C. and Lee, I. C., "Flow and impingement cooling heat transfer along



- triangular rib-roughened walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (24): 4405–4418 (2000).
85. Caliskan, S., "Flow and heat transfer characteristics of transverse perforated ribs under impingement jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66 (1): 244–260 (2013).
  86. Rallabandi, A. P., Rhee, D. H., Gao, Z., and Han, J. C., "Heat transfer enhancement in rectangular channels with axial ribs or porous foam under through flow and impinging jet conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (21–22): 4663–4671 (2010).
  87. Yan, W. M. and Mei, S. C., "Measurement of detailed heat transfer along rib-roughened surface under arrays of impinging elliptic jets", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (1–2): 159–170 (2006).
  88. Epstein, A. H., Kerrebrock, J. L., Koo, J. J., and Preiser, U. Z., "Rotational effects on impingement cooling", *Heat Transfer and Fluid Flow in Rotating Machinery*, (1): 86–102, 1987.
  89. Mattern, C. and Hennecke, D. K., "The influence of rotation on impingement cooling", *Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, V004T09A003, 2015.
  90. Glezer, B., Moon, H. K., Kerrebrock, J., Bons, J., and Guenette, G., "Heat transfer in a rotating radial channel with swirling internal flow", *Presented at the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition Stockholm*, V004T09A055, 1998.
  91. Hsieh, S. S., Tsai, H. H., and Chan, S. C., "Local heat transfer in rotating square-rib-roughened and smooth channels with jet impingement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (12–13): 2769–2784 (2004).
  92. Parsons, J. A. and Han, J.-C., "Rotation effect on jet impingement heat transfer in smooth rectangular channels with four heated walls and radially outward cross flow", 41 (13): 2059–2071 (1998).
  93. Han, J. and Parsons, J. A., "Rotation effect on jet impingement heat transfer in smooth rectangular channels with film coolant extraction", *International Journal of Rotating Machinery*, 7 (2): 87–103 (2001).
  94. Akella, K. V and Han, J.-C., "Impingement cooling in rotating two-pass rectangular channels", *Journal of thermophysics and heat transfer*, 12 (4): 582–588 (1998).
  95. Akella, K. V and Han, J.-C., "Impingement cooling in rotating two-pass rectangular channels with ribbed walls", *Journal of Thermophysics and heat transfer*, 13 (3): 364–371 (1999).
  96. Hong, S. K., Lee, D. H., and Cho, H. H., "Heat/mass transfer measurement on

- concave surface in rotating jet impingement", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22 (10): 1952–1958 (2008).
97. Massini, D. *et al.*, "Effect of rotation on a gas turbine blade internal cooling system: experimental investigation", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139 (10): 101902 (2017).
  98. Singh, P. and Ekkad, S., "Effects of rotation on heat transfer due to jet impingement on cylindrical dimpled target surface", *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, V05BT16A010, 2016.
  99. Elston, C. A. and Wright, L. M., "Leading edge jet impingement under high rotation numbers", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 9 (2): 21010–21012 (2017).
  100. Ireland, P. T. and Jones, T. V., "The response time of a surface thermometer employing encapsulated thermochromic liquid crystals", *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, 20 (10): 1195–1199 (1987).
  101. Metzger, D. E. and Larson, D. E., "Use of melting point surface coatings for local convection heat transfer measurements in rectangular channel flows with 90-deg turns", *Journal of Heat Transfer*, 108 (1): 48–54 (1986).
  102. Özisik, M. N., "Heat conduction 2nd ed.", *John Wiley&Sons, Inc.*, New York, (1980).
  103. Valencia, A., Fiebig, M., and Mitra, N. K., "Influence of heat conduction on determination of heat transfer coefficient by liquid crystal thermography", *Experimental Heat Transfer*, 8 (4): 271–279 (1995).
  104. Baughn, J. W., Ireland, P. T., Jones, T. V., and Saniei, N., "A comparison of the transient and heated-coating methods for the measurement of local heat transfer coefficients on a pin fin", *Journal of Heat Transfer*, 111 (4): 877–881 (1989).
  105. Ireland, P. ~T. and Jones, T. ~V., Eds., "The measurement of local heat transfer coefficients in blade cooling geometries", *AGARD Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines*, 21–07, 1985.
  106. Yu, Y. and Chyu, M. K., "Influence of gap leakage downstream of the injection holes on film cooling performance", *Journal of Turbomachinery*, 120 (3): 541–548 (1998).
  107. Wang, Z., Ireland, P. T., Jones, T. V., and Davenport, R., "A color image processing system for transient liquid crystal heat transfer experiments", *Journal of turbomachinery*, 118 (3): 421–427 (1996).
  108. Vedula, R. and Metzger, D. E., "A method for the simultaneous determination of local effectiveness and heat transfer distributions in three-temperature convection situations", *ASME, International Gas Turbine and Aeroengine*

*Congress and Exposition*, Orlando, 9, 1991.

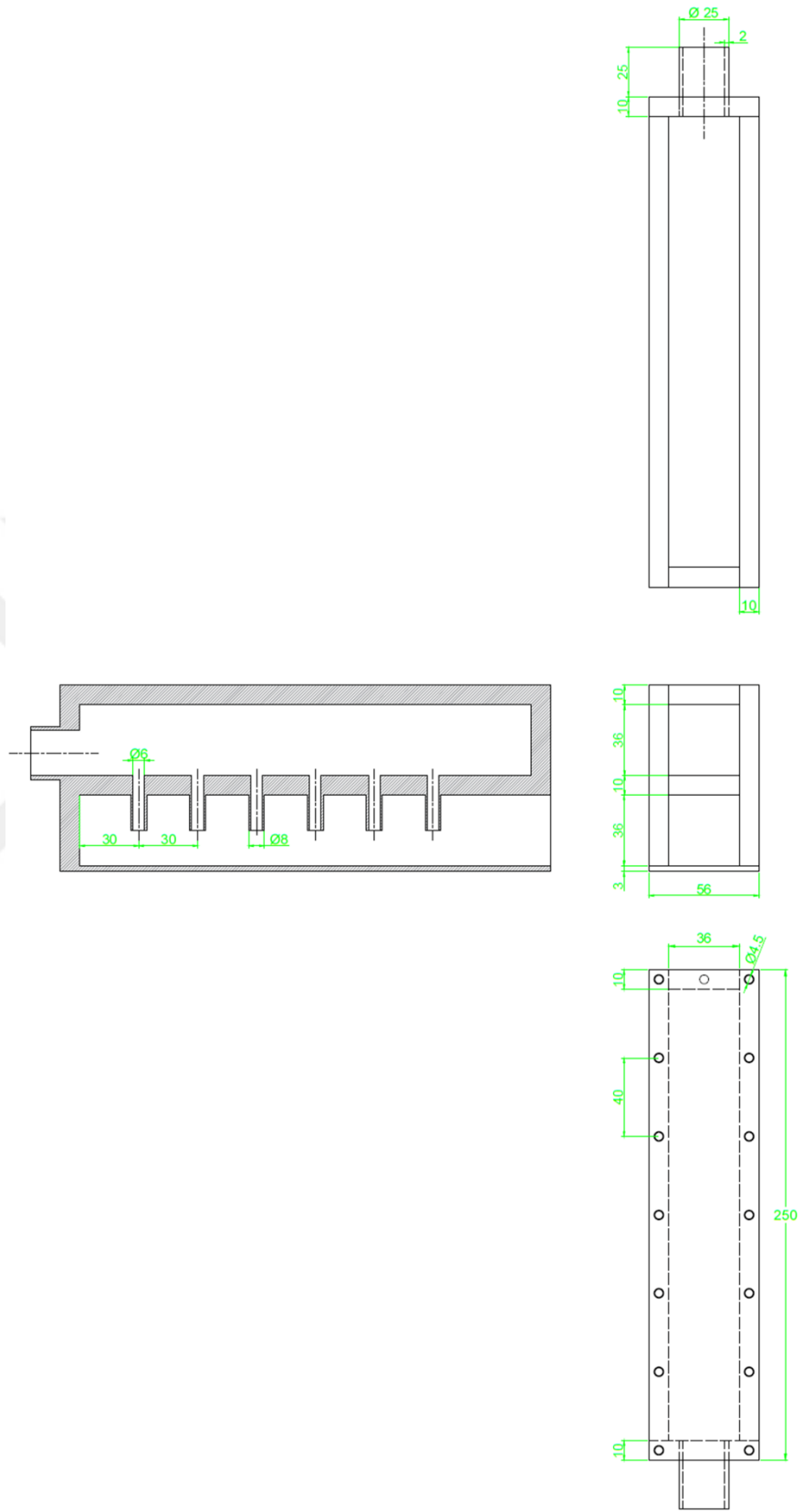
109. Chyu, M. K., Yen, C. H., Ma, W., and Shih, T. I.-P., "Effects of flow gap atop pin elements on the heat transfer from pin fin arrays", *Volume 3: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, V003T01A021, 1999.
110. Wagner, G., Kotulla, M., Ott, P., Weigand, B., and von Wolfersdorf, J., "The transient liquid crystal technique: influence of surface curvature and finite wall thickness", *Journal of Turbomachinery*, 127 (1): 175–182 (2005).
111. Moffat, R. J., "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1 (1): 3–17 (1988).
112. Moffat, R. J., "Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis", *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 104 (2): 250–258 (1982).
113. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., "An Introduction To Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method 2nd ed.", *Pearson Inc*, England, (2007).
114. Tennekes, H. and Lumley, J., "A First Course In Turbulence ", Cambridge, (1972).
115. Pope, S. B., "Turbulent Flows ", (2000).
116. Wilcox, D. C., "Turbulence Modeling For CFD ", 2 *DCW industries La Canada, CA*, , (1998).
117. Menter, F. R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA journal*, 32 (8): 1598–1605 (1994).
118. Wolfshtein, M., "The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 12 (3): 301–318 (1969).
119. Chen, H. C. and Patel, V. C., "Near-wall turbulence models for complex flows including separation", *AIAA journal*, 26 (6): 641–648 (1988).
120. Jongen, T. and Deville, M., "Simulation And Modeling Of Turbulent Incompressible Flows ", *Lausanne, EPFL, LIN*, (1998).
121. Kader, B. A., "Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (9): 1541–1544 (1981).
122. White, F. and Christoph, G., "A Simple New Analysis of Compressible Turbulent Two-Dimensional Skin", *Technical Report AFFDL-TR-70-133*, 636–642 (1972).
123. Hughtmark, G. A., "Mass and heat transfer from rigid spheres", *AIChE Journal*,

- 13 (6): 1219–1221 (1967).
124. Ferziger, J. H. and Perić, M., "Computational Methods For Fluid Dynamics 3rd ed.", *Springer*, Berlin, (2002).
  125. Arslan, K., "Alt yüzeyine değişik eğim açlarına sahip kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin türbülanslı akış koşullarında deneysel ve sayısal olarak incelenmesi" Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 77-78 (2010)
  126. Karwa, R., Sharma, C., and Karwa, N., "Performance evaluation criterion at equal pumping power for enhanced performance heat transfer surfaces", *Journal of Solar Energy*, 2013 (1): 1–9 (2013).

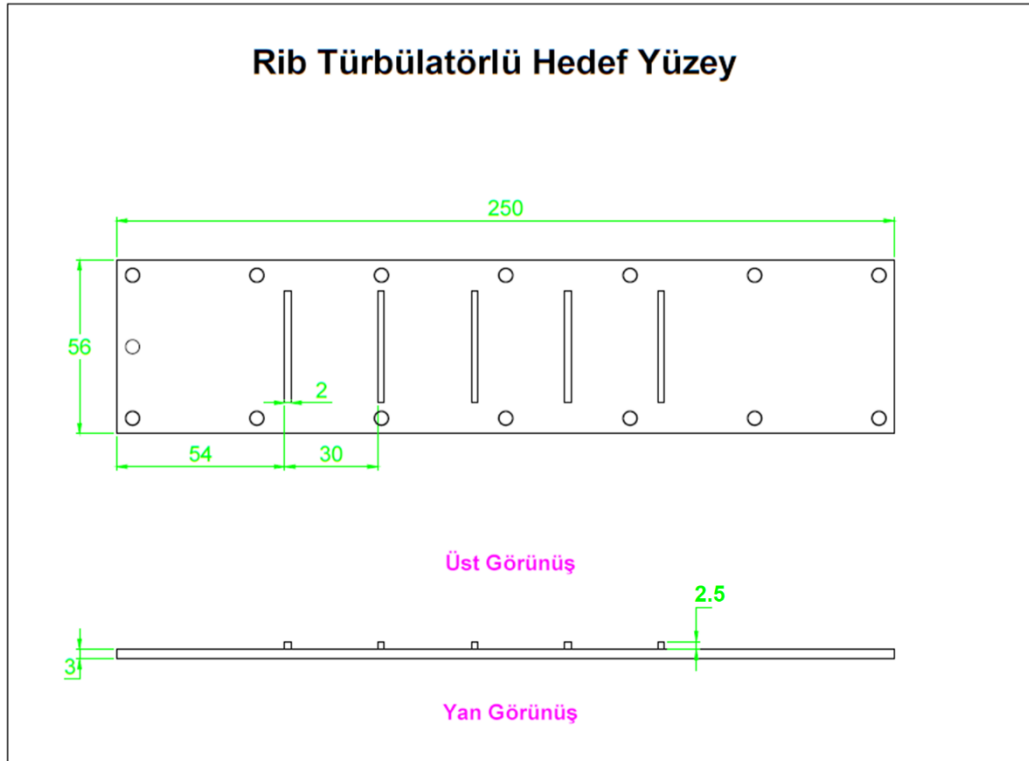
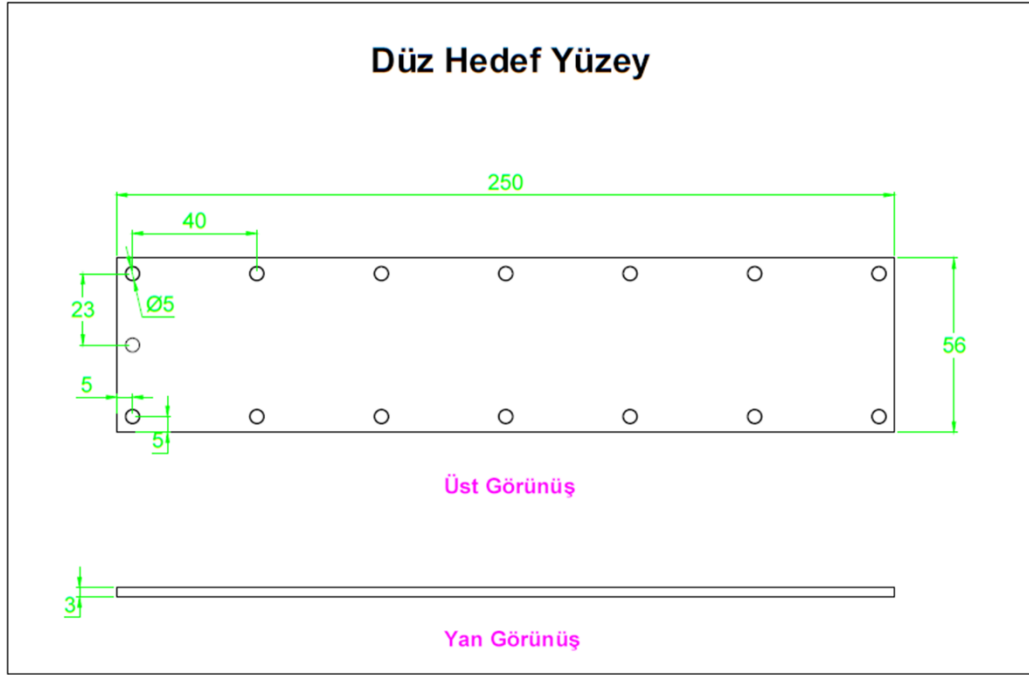




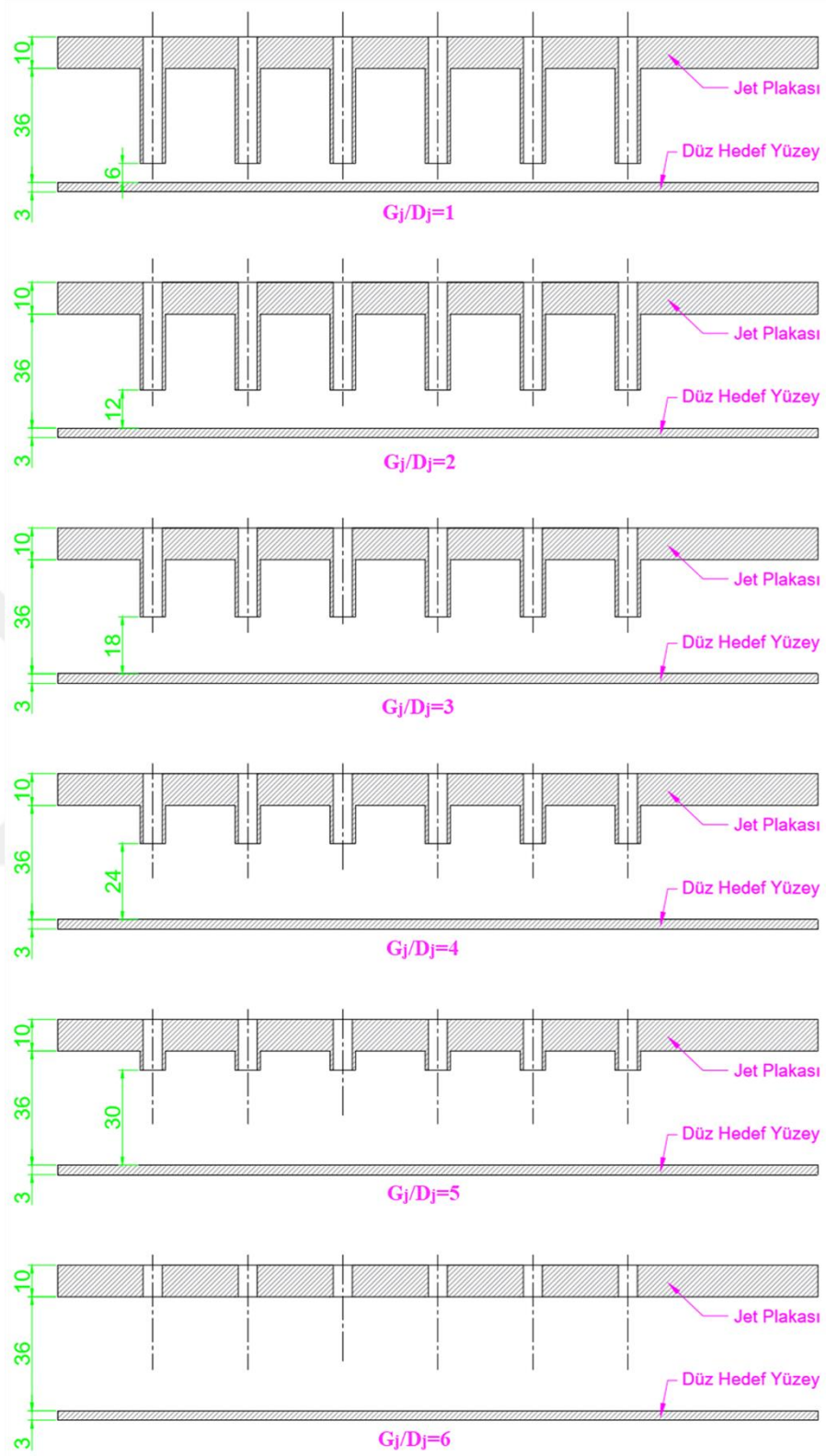
**EK AÇIKLAMALAR-A**  
**TEST MODELİ ÖLÇÜLERİ**



Şekil Ek A.1. Deney modeli ölçüleri.

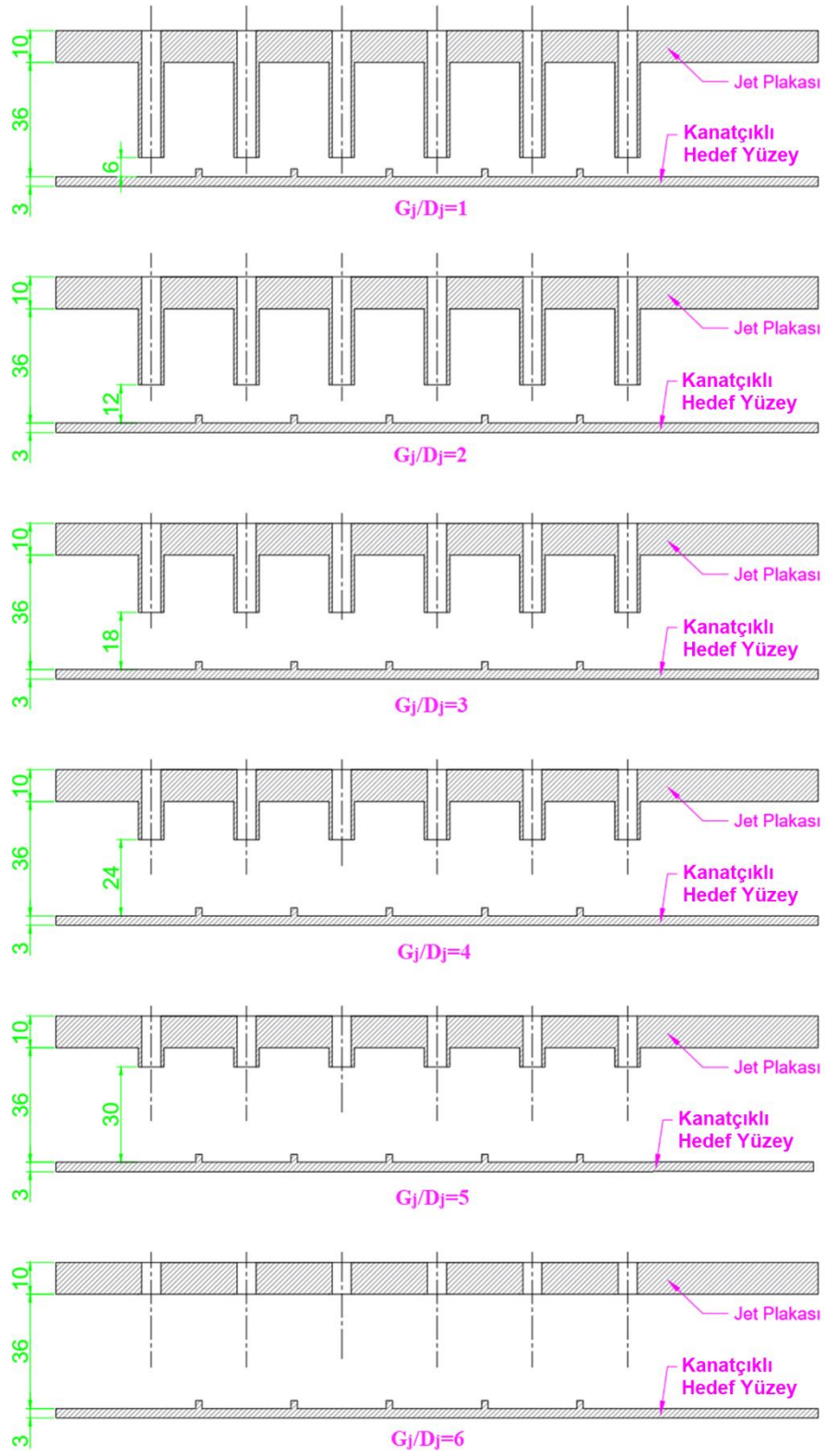


Şekil Ek A.2. Düz ve kanatçıklı yüzeylerin ölçüleri.



Şekil Ek A.3. Düz yüzey üzerinde nozulların yerleşimi.





Şekil Ek A.4. Kanatçıklı yüzey üzerinde nozulların yerleşimi.

## ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Ümit TEPE 1985 yılında İsviçre’de doğdu. İlköğretime ve ortaöğretime İstanbul’da devam ederek liseyi Altınay Koleji’nde tamamladı. 2004 yılında Yakınoğu Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne başladı ve 2009 yılında aynı bölümden mezun oldu. 2011-2013 yılları arasında Mat Baca Sistemleri Mekanik Yapı San. ve Tic. Ltd. Şti. firmasında çalıştı. 2013 yılında Kastamonu Üniversitesi Abana Sabahat-Mesut Yılmaz MYO Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü Endüstriyel Kalıpcılık Programı’nda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaya başladı. Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü Bölüm Başkanlığı ve MYO Müdür Yardımcılığı görevlerinde bulundu. 2013 yılında başladığı Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans programını 2016 yılında tamamladı. 2016 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda doktora eğitimine başladı. Halen Kastamonu Üniversitesi Abana Sabahat-Mesut Yılmaz MYO Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü Endüstriyel Kalıpcılık Programı’nda Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaya devam etmektedir.