



T.C.

YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MODİFİYE EDİLMİŞ FARKLI GEOMETRİLERDEKİ
TRAPEZOİDAL VORTEKS ÜRETİCİLERİN ISI
TRANSFERİNE ETKİSİ

GÜLAY ÖGE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATILA ABİR İÇCİ

OCAK 2024

YOZGAT

T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MODİFİYE EDİLMİŞ FARKLI GEOMETRİLERDEKİ
TRAPEZOİDAL VORTEKS ÜRETİCİLERİN İSİ
TRANSFERİNE ETKİSİ

GÜLAY ÖGE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATILA ABİR İÇCİ

OCAK 2024

YOZGAT



YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
LİSANSÜSTÜ TEZ ONAY FORMU

T.C.

YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Enstitümüzün Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Tezli Yüksek Lisans Programı öğrencisi Gülay ÖGE'nin hazırladığı “**Modifiye Edilmiş Farklı Geometrilerdeki Trapezoidal Vorteks Üreticilerin Isı Transferine Etkisi**” başlıklı tezi ile ilgili tez savunma sınavı, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri gereğince 30 / 01 / 2024 günü saat 14:00'da yapılmış, tezin onayına oy birliği ile karar verilmiştir.

Başkan: Dr. Öğr. Üyesi Yusuf TEKİN

Jüri Üyesi: Dr. Öğr. Üyesi Atıla Abir İĞCİ

(Danışman)

Jüri Üyesi: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DOĞAN

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu'nun /...../..... Tarih ve sayılı Enstitü Yönetim Kurulu Kararı ile onaylanmıştır.

...../...../ 2024

Prof. Dr. Hasan Güner BERKANT

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tezin yazılmasında bilimsel ahlak kurallarına uyulduğunu, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezin içerdiği yenilik ve sonuçların başka bir yerden alınmadığını, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, tezin herhangi bir kısmının bu üniversite veya başka bir üniversitedeki başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını beyan eder, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Gülay ÖGE

30 / 01 / 2024

ÖN SÖZ

Bu Çalışma sürecinde desteğini esirgemeyen ve her daim yanımda olan aileme teşekkür ederim. Tez çalışmam boyunca tasarım, analiz gibi bütün noktalarda her zaman yardımcı olan danışmanım Atila Abir İğci hocama çok teşekkür ederim.

Gülay ÖGE

30 / 01 / 2024



ÖZET

YÜKSEK LİSANS

MODİFİYE EDİLMİŞ FARKLI GEOMETRİLERDEKİ TRAPEZOİDAL VORTEKS ÜRETİCİLERİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİ

GÜLAY ÖGE

YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

TEZ DANIŞMANI: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATILA ABİR İÇCİ

Dikdörtgen kesitli bir kanalda boyuna vorteks üreten geometrisi üzerinde değişiklikler yapılmış trapezoidal tipteki vorteks üreticilerin (VG) ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmalar ANSYS Fluent 2020 R2 paket programı kullanılarak yürütülmüştür. Test bölgesinin uzunluğu 800 mm, genişliği 200 mm ve yüksekliği 25 mm olan bir kanal için periyodik sınır şartları altında sayısal olarak çalışmalar yapılmıştır. VG yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranı olan blokaj oranı 0.48 ve hücum açısı 30°'de sabit tutulmuştur. Ana akım yönünde iki VG arasındaki mesafenin kanal yüksekliğine oranı, $PR=L_p/H$, periyodik yerleşim mesafesi 1.0, 1.5 ve 2.0 olacak şekilde VG'ler yerleştirilmiştir. Her bir PR için, VG en küçük kenar yüksekliğinin en büyük kenar yüksekliğine oranı olan hücum kenarı yükseklik oranı $e/h=1.0$ ve 0.83 ve VG eğimli kenar iz düşüm uzunluğunun VG taban uzunluğuna oranı, $b/c=0.25, 0.50$ ve 0.75 alınarak Re sayısının aralığı 4121 ve 25365 seçilerek ısı transferine geometrik modifikasyonların etkisi araştırılmıştır. Türbülans modeli olarak, temeli $k-\omega$ formülasyonuna dayanmakta olan ve kullanıcının çeşitli akış senaryoları için modeli ayarlayabileceği bir esneklik sağlayan GEKO türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal çözümlerde basınç-hız ilişkisinde pressure-based-coupled-algorithm ve pseudo-transient :zaman adımı kullanılmış olup, çözümler sonlu-hacim yöntemine dayanmaktadır. VG'lerin bütün PR, e/h , b/c oranlarında ve Reynolds Sayısı değerlerinde TEF değerinin 1'den büyük elde edilmesi, bu çalışmada incelenen VG'lerin ısı transferini iyileştirme açısından boş kanala göre avantaj sunduğunu göstermektedir. En yüksek TEF değeri $PR=1.5$, $e/h=0.83$ ve $b/c=0.75$ 'te 2.106 olarak bulunmuştur.

2024, 91 Sayfa

ANAHTAR KELİMELELER :Vorteks Üretici, Kanal Akışı, Isı transferi

ABSTRACT

MASTER THESIS

THE EFFECT OF MODIFIED TRAPEZOIDAL VORTEX GENERATORS WITH DIFFERENT GEOMETRIES ON HEAT TRANSFER

GÜLAY ÖGE

**YOZGAT BOZOK UNIVERSITY
SCHOOL of GRADUATE STUDIES
MECHANICAL ENGINEERING**

SUPERVISOR: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATILA ABİR İÇCİ

The effect of trapezoidal type vortex generators (VG) with modified geometry on heat transfer in a rectangular duct is numerically investigated. The numerical studies were carried out using the ANSYS Fluent 2020 R2 package program. Numerical studies were carried out under periodic boundary conditions for a channel with a test region length of 800 mm, a width of 200 mm and a height of 25 mm. The blockage ratio, which is the ratio of the VG height to the channel height, was kept constant at 0.48 and the angle of attack at 30°. The ratio of the distance between two VGs in the mainstream direction to the channel height, $PR=L_p/H$, was set to 1.0, 1.5 and 2.0 for periodic distance ratio. For each PR, the effect of geometric modifications on heat transfer was investigated by taking the ratio of the VG minimum edge height to the maximum edge height, $e/h=1.0$ and 0.83, and the ratio of the VG inclined edge projection length to the VG base length, $b/c=0.25, 0.50$ and 0.75, within the range of the $Re=4121-25365$. The GEKO turbulence model is used as the turbulence model, which is based on the $k-\omega$ formulation and provides flexibility for the user to adjust the model for various flow scenarios. In the numerical solutions, pressure-based-coupled-algorithm and pseudo-transient time step are used for the pressure-velocity coupling and the solutions are based on the finite-volume method. The fact that the TEF value of VGs is greater than 1 in the range of $Re=4121-25365$ for all PR, $e/h, b/c$ ratios shows that the VGs investigated in this study offer an advantage over the smooth duct in terms of the enhancement of heat transfer. The highest TEF value was achieved to be 2.106 at $PR=1.5, e/h=0.83$ and $b/c=0.75$.

2024, 91 Pages

KEY WORDS: Vortex Generator, Channel Flow, Heat transfer

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| TEZ ONAY SAYFASI..... | ii |
| TEZ BEYANI..... | iii |
| ÖN SÖZ..... | iv |
| ÖZET..... | v |
| ABSTRACT..... | vi |
| İÇİNDEKİLER..... | vii |
| TABLolar LİSTESİ..... | x |
| ŞEKİLLER LİSTESİ..... | xi |
| SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ..... | xiv |
| 1. GİRİŞ..... | 1 |
| 2. GENEL BİLGİLER..... | 2 |
| 2.1. Isı Transferi..... | 2 |
| 2.1.1. İletim..... | 2 |
| 2.1.2. Taşınım..... | 2 |
| 2.1.3. Işınım..... | 3 |
| 2.2. Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri..... | 4 |
| 2.2.1. Aktif Yöntemler..... | 5 |
| 2.2.2. Pasif Yöntemler..... | 5 |
| 2.3. Vorteks Türleri..... | 8 |

| | |
|---|----|
| 2.3.1. Enine Vorteksler..... | 8 |
| 2.3.2. Boyuna Vorteksler..... | 9 |
| 3. LİTERATÜR TARAMASI | 10 |
| 4. GEREÇ VE YÖNTEM | 16 |
| 4.1. Fiziksel Geometri..... | 16 |
| 4.1.1. Kanal Geometrisi..... | 16 |
| 4.1.2. Periyot Geometrisi..... | 17 |
| 4.1.3. Çalışmada Kullanılan Vorteks Üreticiler..... | 18 |
| 4.2. Matematiksel Model..... | 20 |
| 4.2.1. Genel Hareket ve Enerji Denklemleri..... | 21 |
| 4.2.2. Türbülans Modeli..... | 23 |
| 5. SAYISAL ÇALIŞMA | 27 |
| 5.1. Yapılan Kabuller ve Sınır Şartları..... | 27 |
| 5.2. Ağ Bağımsızlığı Çalışması..... | 29 |
| 5.3. Yakınsama Kriteri..... | 31 |
| 5.4. Isı Transfer Analizi..... | 32 |
| 5.5. Boş Kanal Sonuçlarının Doğrulanması..... | 35 |
| 6. BULGULAR VE TARTIŞMA..... | 39 |
| 6.1. Periyot Mesafesinin Isı Transferine Etkisi..... | 39 |
| 6.1.1. $e/h=0.83$ için b/c 'nin Isı Transferine Etkisi..... | 39 |
| 6.1.2. $e/h=1.00$ için b/c 'nin Isı Transferine Etkisi..... | 45 |

| | |
|---|----|
| 6.2. Periyot Mesafesinin Sürtünme Faktörüne Etkisi..... | 51 |
| 6.2.1. $e/h=0.83$ için b/c 'nin Sürtünme Faktörüne Etkisi..... | 52 |
| 6.2.2. $e/h=1.00$ için b/c 'nin Sürtünme Faktörüne Etkisi..... | 55 |
| 6.3. Isıl İyileşmenin Değerlendirilmesi..... | 58 |
| 6.3.1. Periyot Mesafesinin Isıl İyileştirme Faktörüne Etkisi..... | 59 |
| 6.3.2. b/c oranlarının Isıl İyileştirme Faktörüne Etkisi..... | 62 |
| 7. SONUÇ VE ÖNERİLER | 66 |
| 8. KAYNAKÇA | 68 |

TABLolar LİSTESİ

| <u>Tablo</u> | | <u>Sayfa</u> |
|---------------------|---|--------------|
| Tablo 2.2. | Aktif ve Pasif Yöntemler..... | 4 |
| Tablo 4.2. | Akış Türleri..... | 20 |
| Tablo 4.2.2. | GEKO Türbülans Modeline Ait Serbest Katsayılar..... | 25 |
| Tablo 5.5. | Boş Kanal için GEKO türbülans Modelinde kullanılan serbest katsayılar..... | 38 |



ŞEKİLLER LİSTESİ

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| Şekil 2.2.1. Aktif yöntemlere ait ısı transferin iyileştirilmesine ait örnek..... | 5 |
| Şekil 2.2.2. Pasif yöntemlere ait farklı kanatçık türleri..... | 6 |
| Şekil 2.2.3. Pasif Yöntemlere ait boru içerisine yerleştirilerek yapılan iyileştirme yöntemi..... | 7 |
| Şekil 2.3.1. Enine Vorteksler..... | 8 |
| Şekil 2.3.2. Boyuna Vorteksler..... | 9 |
| Şekil 4.1.1. Kanal test bölgesi geometrisi(Bu çalışmada)..... | 16 |
| Şekil 4.1.2. Çalışması yapılan bir periyotluk geometri..... | 17 |
| Şekil 4.1.3.1. Bu çalışmada, $e/h=1.00$ olan Vorteks Üreticilerin tasarımı..... | 18 |
| Şekil 4.1.3.2. Bu çalışmada, $e/h=0.83$ olan Vorteks Üreticilerin tasarımı..... | 19 |
| Şekil 5.1. Bu çalışmada kullanılan bir periyotluk çözüm bölgesi ve sınır şartları | 27 |
| Şekil 5.2.1. Çalışması yapılan bir periyotluk bölgeye ait geometrinin ağ yapısı | 29 |
| Şekil 5.2.2. Ağ bağımsızlığı grafiği..... | 30 |
| Şekil 5.3.1. İterasyon sayısına göre kalıntıların yakınsaması..... | 31 |
| Şekil 5.3.2. Basınç gradyanının sabit kalması..... | 32 |
| Şekil 5.5.1. Boş kanal için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi..... | 36 |
| Şekil 5.5.2. Boş kanal için sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi..... | 37 |
| Şekil 6.1.1.1. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi..... | 39 |
| Şekil 6.1.1.2. PR=1.5 ve Re=13562'de $e/h=0.83$ ve farklı b/c oranlarının ısı transfer yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının dağılımları | 40 |
| Şekil 6.1.1.3. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranının Reynolds Sayısıyla değişimi | 41 |

| | |
|--|----|
| Şekil 6.1.1.4. PR=1.5 ve $e/h=0.83$ 'te $Re=13562$ için $x/H=0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki sıcaklık dağılımları..... | 42 |
| Şekil 6.1.1.5. PR=1.5 ve $e/h=0.83$ 'te $Re=13562$ için $x/H 0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız ve x vortisite dağılımları..... | 44 |
| Şekil 6.1.2.1. $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi | 45 |
| Şekil 6.1.2.2. PR=1.5 ve $Re=13562$ 'de $e/h=1.00$ ve farklı b/c oranlarının ısı Transfer yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının dağılımları..... | 46 |
| Şekil 6.1.2.3. $e/h =1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranının Reynolds sayısıyla değişimi..... | 47 |
| Şekil 6.1.2.4. $e/h=1.00, PR=1.5, Re=13562$ 'de $x/H =0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki Sıcaklık dağılımları..... | 48 |
| Şekil 6.1.2.5. PR=1.5 ve $e/h =1.00$ 'da $Re=13562$ için $x/H 0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız ve x vortisite dağılımları..... | 50 |
| Şekil 6.2.1.1. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi..... | 52 |
| Şekil 6.2.1.2. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre sürtünme faktörü oranının Reynolds Sayısıyla değişimi | 53 |
| Şekil 6.2.1.3. $e/h =0.83, PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de farklı b/c oranları için ısı transfer yüzeyindeki basınç dağılımları..... | 54 |
| Şekil 6.2.2.1. $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde sürtünme faktörünün Reynolds sayısıyla değişimi..... | 55 |
| Şekil 6.2.2.2. $e/h=1.00$ 'de farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre sürtünme faktörü oranının Reynolds Sayısıyla değişimi | 56 |
| Şekil 6.2.2.3. $e/h =1.00, PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de farklı b/c oranları için ısı transfer yüzeyindeki basınç dağılımları..... | 57 |
| Şekil 6.3. Farklı PR ve b/c durumları için TEF'in Reynolds Sayısı ile olan değişimi..... | 58 |
| Şekil 6.3.1. Periyot mesafelerinin ısı iyileştirme faktörüne etkisi (a) PR=1.0, | |

| | |
|--|----|
| (b)=1.5 ve (c) PR=2.0..... | 61 |
| Şekil 6.3.2. b/c oranlarının ısıt iyileştirme faktörüne etkisi (a) =0.25, (b)=0.50 ve (c) =0.75..... | 64 |
| Şekil 6.3.3. PR=1.5 ve b/c =0.25, 0.50 ve 0.75 için TEF'in bu çalışmadaki VG ile Promvonge 2018(Skullong vd., 2018) çalışmasındaki TWVG'nin Reynolds sayısı ile değişimi..... | 65 |



SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

| Simgeler | Açıklamalar |
|---------------------|---|
| A_s | : Isı transfer yüzey alanı, m^2 |
| D_h | : Hidrolik çap, m |
| f_0 | : Boş Kanal Darcy sürtünme faktörü |
| f | : Darcy sürtünme faktörü |
| H | : Kanal yüksekliği, m |
| L | : Test Bölgesi Uzunluğu, m |
| \dot{m} | : Kütleli debi, kg/s |
| Nu_0 | : Boş kanal Nusselt sayısı |
| Nu | : Nusselt sayısı |
| \dot{Q}_{iletim} | : İletim ısı transfer hızı, W |
| $\dot{Q}_{Taşınım}$ | : Taşınım ısı transfer hızı, W |
| t | : Et kalınlığı, mm |
| $T_ç$ | : Çevre sıcaklığı, K |
| T_s | : Yüzey sıcaklığı, K |
| T_w | : Isıtıcı yüzeyin ortalama sıcaklığı, K |
| T_∞ | : Akış halindeki akışkanın sıcaklığı, K |

| | |
|------------------------------|--|
| W | : Kanal genişlik uzunluğu, m |
| α | : Taşınım ısı transfer katsayısı, W/m ² K |
| Γ_t | : Türbülans yayılım katsayısı |
| ϵ | : Işınım yayma katsayısı, $0 \leq \epsilon \leq 1$ |
| σ | : Stefan-Boltzmann sabiti, 5.67×10^{-8} W/m ² K ⁴ |

| Kısaltmalar | Açıklamalar |
|--------------------|--------------------|
|--------------------|--------------------|

| | |
|------------|----------------------------|
| TEF | : Isıl İyileştirme Faktörü |
| CFD | : Common flow down |
| VG | : Vortex Generator |

1. GİRİŞ

Enerji, bir sistemin iş yapabilme kapasitesidir. Termodinamiğin 1.yasasına göre enerji vardan yok yoktan var edilemez sadece dönüşüm geçirmektedir. Enerjinin formları ise mekanik enerji, kimyasal enerji, termal enerji, elektrik enerjisi vb. gibi birçok formu bulunmaktadır. Enerji kaynakları yenilenebilir enerji kaynakları ve yenilenemeyen enerji kaynakları olarak sınıflandırılmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarına örnek olarak güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, biyokütle enerjisi vb. gösterilebilirken yenilenemeyen enerji kaynaklarına ise petrol, doğalgaz ve linyit vb. örnekler gösterilmektedir. Günümüzde artan nüfus ve gelişen sanayiye karşılık enerji ihtiyacı artmakta, buna karşılık fosil yakıtlı enerjiler bu durumda yetersiz kalmaktadır. Bu da enerji tasarrufun önemini arttırmaktadır. Enerji tasarrufu enerji üretimi ve tüketimi sırasında ortaya çıkabilecek çevresel etkileri düşürür ve bunun sonucunda fosil yakıtlarda istenmeyen sera gazı emisyonu ve hava, su kirliliği gibi zararlı sonuçlar azaltılmış olur. Enerjiden tasarruf edilmesinin yollarından biri de ısı transferini iyileştirme yöntemleridir. Isı transferini iyileştirme yöntemleri aktif ve pasif yöntemler olarak sınıflandırılır.

Aktif yöntemler ısı aktarılan akışkana ilave enerji verilerek yapılan bir iyileştirme yöntemidir. Aktif yöntemler, mekanik yardımcı elemanların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanın titreştirilmesi, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler örnek verilebilir.

Pasif yöntemler ise ilave enerji gerekmeksizin yapılan iyileştirme yöntemidir.

2.GENEL BİLGİLER

2.1. Isı Transferi

Isı bir enerji çeşididir. Isı transferi kısaca sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. İki farklı sistemde farklı sıcaklıklar söz konusu ise her durumda ısı transferi gerçekleşir. Isı transferi iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere 3 kategoride incelenir. Bunları kısaca tanımlamak gerekirse;

2.1.1. İletim

Birbiriyle temas halindeki moleküllerin, yüksek enerjiden düşük enerjiye ısının geçişine iletim adı verilmektedir. Isı transferinde denge söz konusu olmadığı anlarda ısı transferi devam etmektedir. İletim katılarda, sıvılarda ve gazlarda gerçekleşmektedir. İletimle ısı transferi atomik ve moleküler düzeyde hareketlerle ilişkilidir. Katılarda titreşim şeklinde gerçekleşirken sıvılarda ve gazlarda ise moleküllerin rastgele hareketleri sonucu birbirine çarpışma sonucu oluşmaktadır.

İletim ile birim zamanda iletilen ısı miktarı Fourier Denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (1)$$

Burada

k =Isı iletim katsayısı, W/mK

A = Yüzey Alanı, m²

$T_1 - T_2$ =Sıcaklık farkı, K

Δx =Isı geçiş bölgesi kalınlığı, m

2.1.2. Taşınım

Katı bir yüzey ile yüzey temas halindeki akışkan arasında oluşan ısı transfer mekanizmasına taşınım adı verilmektedir. Taşınımla ısı transferi Newton'un soğuma yasası ile tarif edilir.

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = \alpha A_s (T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Burada;

T_s =Yüzey sıcaklığı, K

T_∞ =Yüzeyden akan akışkanın sıcaklığı, K

α = Isı transfer taşınım katsayısı, W/m²K

A_s =Isı transfer yüzey alanı, m²

2.1.3. Işınım

Işınımı kısaca tanımlamak gerekirse bir maddeden diğeri bir maddeye elektromanyetik fotonlar halinde yayılan enerji aktarımı şeklinde ifade edilmektedir. Taşıyıcı ortam gerektirmez. Güneş enerjisinin yüzeye yayılması ışınımın bir örneğidir.

$$\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon \sigma A (T_w^4 - T_\text{ç}^4) \quad (3)$$

T_w : Isıtıcı yüzeyin ortalama sıcaklığı, K

$T_\text{ç}$:Çevre sıcaklığı, K

ε : Işınım yayma katsayısı, $0 \leq \varepsilon \leq 1$

σ : Stefan-Boltzmann sabiti, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

2.2. Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri

Isı transferini iyileştirme yöntemleri 3'e ayrılmaktadır. Bunlar aktif yöntemler, Pasif yöntemler ve karma yöntemler olarak sınıflandırılabilir. Aktif yöntemlerde ilave güç gerekirken pasif yöntemlerde ilave güç gerektirmeden yapılan iyileştirmeler olarak tanımlanırken, aktif ve pasif yöntemlerin iki veya daha fazla olması halinde ise karma yöntemler olarak tanımlanmaktadır.

Aktif ve Pasif yöntemler aşağıdaki Tablo 2.2'de gösterilmiştir.

Tablo 2.2. Aktif ve Pasif Yöntemler (Bergles, 1985)

| AKTİF YÖNTEMLER | PASİF YÖNTEMLER |
|------------------------|--------------------------------|
| Mekanik yardımcılar | İşlenmiş Yüzeyler |
| Yüzey titreşimi | Pürüzlü Yüzeyler |
| Akışkan Titreşimi | Genişletilmiş Yüzeyler |
| Jet çarpması | Katkı Maddeleri |
| Elektrostatik alanlar | Yüzey gerilim aygıtları |
| Emme veya Enjeksiyon | Bobinli borular |
| | Yerleşik İyileştirme Aygıtları |
| | Dönmeli Akış Aygıtları |

2.2.1. Aktif Yöntemler

Mekanik Yardımcılar: Mekanik yöntemlerle akışkanın karıştırılması ile ısı transferinde yapılan iyileştirme yöntemidir.

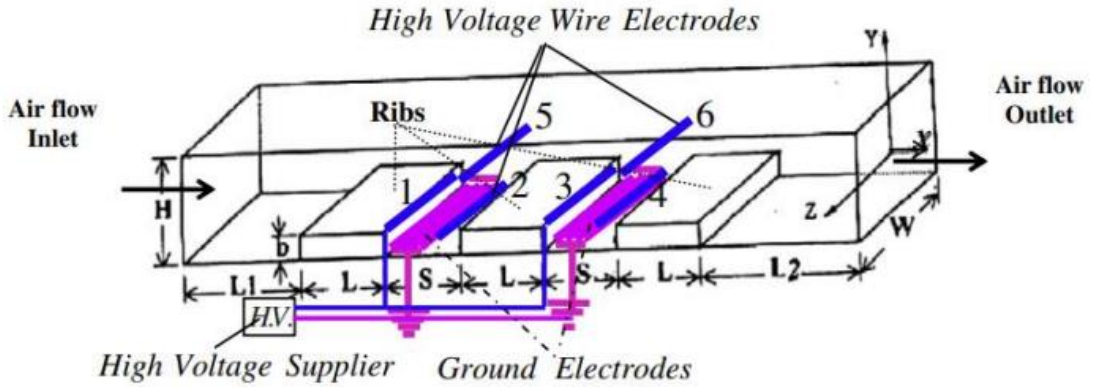
Yüzey Titreşimi: Hareketli akışkanın yüzeyine farklı frekanslarda titreşimler oluşturulur. Bu şekilde ısı sınır tabakanın bozulması ile ısı transferinde artış olması ile yapılan iyileştirme yöntemidir.

Akışkan Titreşimi: Akışkana direk olarak titreşim uygulanarak titreşimler vasıtasıyla ısı transferinin iyileştirilmesidir.

Elektrostatik Alanlar: Elektrostatik alanlar kullanılarak yüzeye yakın ısı sınır tabakanın bozulması ile akışkan karışımının artırılması sonucu oluşan ısı transferinin artması ile yapılan iyileştirme yöntemidir.

Jet çarpması: Akışkanın yüzeyinin bir veya daha fazla jet plakasına çarptırılarak yapılan iyileştirme yöntemidir.

Emme veya Enjeksiyon: Akışkanın gözenekli yapısından gaz enjekte edilmesine enjekte denilirken gözenekli yapısı kullanılarak buhar çekilmesine emme adı verilmektedir.



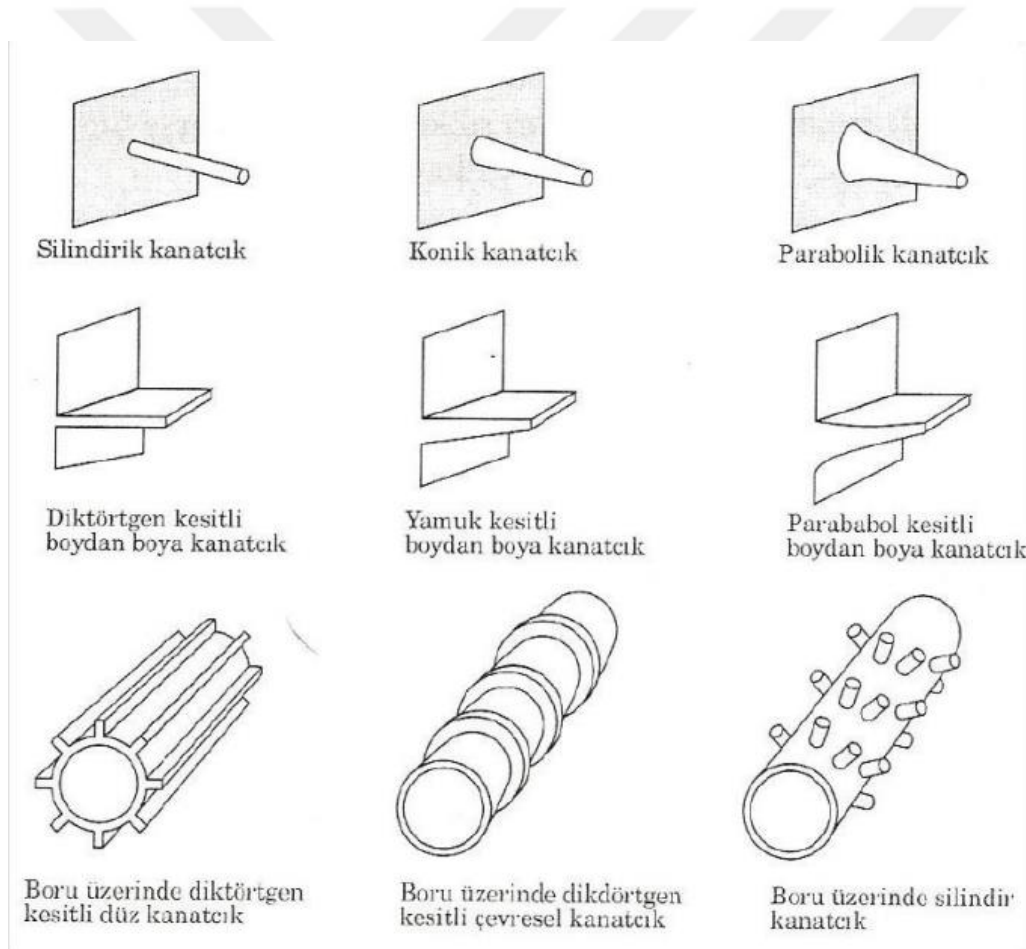
Şekil 2.2.1. Aktif yöntemlere ait ısı transferin iyileştirilmesine ait örnek (Sheikholeslami vd., 2015)

2.2.2. Pasif Yöntemler

İşlenmiş Yüzeyler: Akışkan yüzeyinin metal ya da metalik olmayan malzemeler ile kaplanması sonucu yapılan iyileştirme yöntemidir.

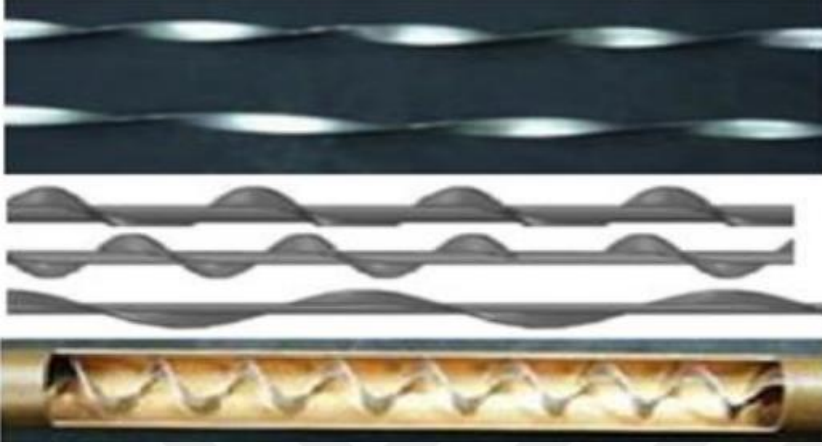
Pürüzlü Yüzeyler: Akışkan kanalının yüzeyine engeller oluşturacak şekilde çıkıntılar eklenerek vorteksler elde edilmesi sağlanarak ısı transferin artırılmasını sağlayan yöntemdir.

Genişletilmiş Yüzeyler: Kanatçık kullanılarak yüzey alanının genişletilmesi sonucu ısı transferinde yapılan iyileştirme yöntemidir.



Şekil 2.2.2. Pasif yöntemlere ait farklı kanatçık türleri (Li vd., 2005)

Yerleşik İyileştirme Aygıtları: Türbülator olarak adlandırılan aygıtlar kullanılarak yapılan iyileştirme yöntemidir. Türbülatorün buradaki işlevi duvar bölgesindeki akışı karıştırarak saat yönü veya saat yönü tersinde döndürerek ısı transferini iyileştirmektir.



Şekil 2.2.3. Pasif yöntemlere ait boru içerisine yerleştirilerek yapılan iyileştirme yöntemi(Eiamsa-ard & Promvonge, 2005)

Dönmeli Akış Aygıtları

Zorlanmış konveksiyona dönme hareketliliğinin sağlanması ile yapılan iyileştirme yöntemidir.

Yüzey Gerilim Aygıtları

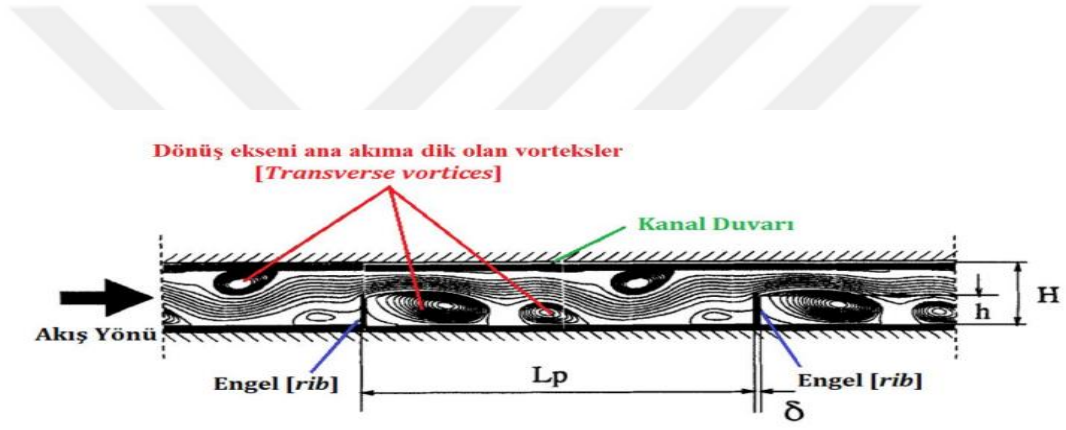
Yüzey gerilim kuvvetleri kullanılarak kanaldaki sıvı filmi boşaltılmasıdır. Özel oluklu şekli sayesinde sıvı boşaltımı yüzey gerilim kuvvetleri artırılır, yüzey gerilim kuvvetlerinin artırılması sonucu yapılan iyileştirme yöntemidir.

2.3. Vorteks Türleri

Kanal içerisine vorteks oluşturan vorteks üreticiler yerleştirilir ve ısı sınır tabakanın bozulması sonucu ile ısı transferini arttırmaktır. Vorteks üreticiler pasif yöntemlerdendir. İlave enerji gerektirmez. Vorteks üreticiler enine ve uzunlamasına vorteks üreticiler olmak üzere iki sınıfta incelenebilirler.

2.3.1. Enine Vorteksler

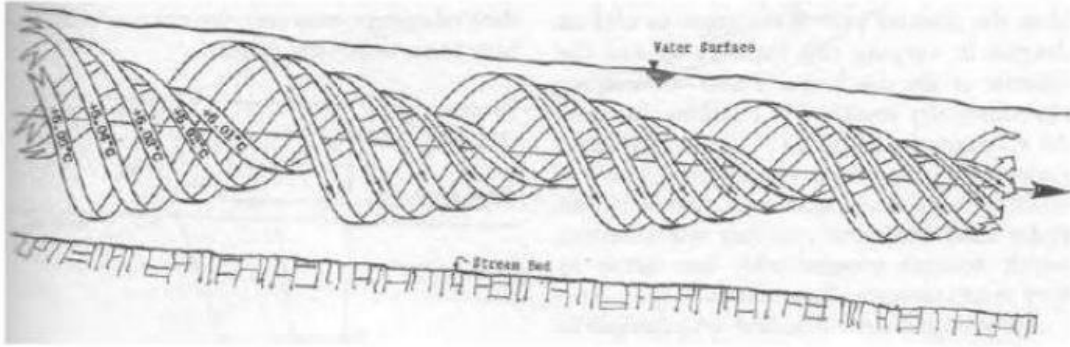
Enine vorteksler akış yönüne dik ve iki boyutlu olarak oluşmaktadır. Isı transferindeki etkisi boyuna vorteksler kadar etkili olmadığı için çok fazla rağbet görmemişlerdir.



Şekil 2.3.1. Enine Vorteksler (Fiebig, 1998)

2.3.2. Boyuna Vorteksler

Akış yönünde üç boyutlu olarak gelişir ve Akış yönüne dik olarak akışı karıştırdığı gibi, akış yönünde de sarmal oluşturarak karışma etkisi oluşturmaktadır.



Şekil 2.3.2. Boyuna Vorteksler(Fiebig, 1997)

3. LİTERATÜR TARAMASI

Literatürde vorteks üreticilerin ısı transferine etkisi üzerine yapılan birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalar deneysel ve sayısal olarak yürütülmüştür.

Fiebig ve ark.1991 yılında yaptıkları dört farklı uzunlamasına vorteks üreticilerin (delta kanat, delta kanatçık çifti, dikdörtgen kanat ve dikdörtgen kanatçık çifti) incelemesinde vorteks üreticileri tarafından indüklenen sürüklemenin, hücum açısıyla neredeyse orantılı olduğunu ve Reynolds sayısından veya VG şeklinden bağımsız olduğunu bulmuşlardır. Vorteks üretici alanının 50 katından daha fazla bir alanda ise %100'ün üzerinde yerel ısı transferi artışı ve %50'den fazla ortalama ısı transferi artışı elde etmişlerdir(Fiebig vd., 1991).

Fiebig 1995 yılında yaptıkları incelemede tüm Reynolds sayılarında uzunlamasına girdap üreteçlerin aynı basınç düşüşü için enine girdap oluşturuculara göre daha yüksek ısı transfer artışı ürettiğini açıklamışlar ve uzunlamasına girdap üreteçlerinin tüm Reynolds sayılarında enine girdap üreteçlerine oranla daha fazla etkili olduğu sonucuna varmışlardır (Fiebig, 1995).

Gentry ve Jacobi düz plaka da delta kanatlı vorteks üreticilerini kullanarak yaptıkları çalışmada düşük Reynolds sayılarında ısı transfer hızında %50 ila %60 oranında bir artış sağlamışlardır (Gentry & Jacobi, 1997).

Zhou ve Feng düzlem ve kavisli (dikdörtgen, trapez ve delta profilli) delikli ve deliksiz vorteks üreticileri deneysel olarak incelemişler ve bunun sonucunda kavisli kanatçık tipi vorteks üreticilerin laminar ve türbülans akış bölgesinde düzlem kanatçık vorteks üreticilerine göre daha iyi ısı transferi iyileştirmesi sağladığı sonucuna varmışlardır (Gentry & Jacobi, 1997)

Kim ve Yang bir çift uzunlamasına vorteksler kullanılarak deneysel çalışma yapmışlar ve bunun sonucunda aşağı doğru ortak akışların (CFD) yukarıya doğru ortak akışlı durumlara göre daha iyi ısı transferi özellikleri gösterdiği sonucuna varmışlardır(Kim & Yang, 2002).

Kwak ve ark. ilk veya iki enine sıra yerleşik kanatçık içeren boru demetlerini ortak yukarı akış ve ortak aşağı akış olarak yerleştirilerek çalışmalar yapmışlar ve bunun sonucunda ortak aşağı akışın ısı transferinde yaklaşık %5-15 artış ve basınç kaybı cezasında %2-10 artış sağladığını gözlemlemişlerdir (Kwak vd., 2005)

Wun ve Tao dikdörtgen bir kanalda yaptıkları boyuna vorteks üreticilerinin saldırı açılarına göre (15° , 30° , 45° , 60° ve 90°) incelemişler ve 45° saldırı açısına sahip uzunlamasına vorteks üreticinin en iyi ısı transferini sağladığı sonucuna varmışlardır (Wu & Tao, 2008).

Tian ve ark. İki farklı şekilli uzunlamasına vorteks içeren dikdörtgen kanatçık çifti (RWP) ile delta kanatçık çiftinin (DWP) iki farklı konfigürasyonunu , ortak akış aşağı (CFD) ile ortak akış yukarıya (CFU) etkileri incelenmişler ve uzunlamasına vortekslerin ısı transferini arttırdığını ve performans değerlendirme parametresi açısından ise delta kanatçık çiftinin dikdörtgen kanatçık çiftine göre daha iyi sonuç verdiği ve CFD ile CFU'nun delta kanatçık çiftinde aynı performansa sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Tian vd., 2009)

Promvonge ve ark. 2011 yılında kombine nervürler ve delta kanatçık tipi vorteks üreticileri (DW) üzerine yaptıkları deneysel çalışma sonucunda kombine nervür ve DW nin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörlerinin tek başına olan kombine nervür ve DW e göre daha iyi sonuç verdiğini bulmuşlardır (Promvonge vd., 2011).

Zhou ve Ye 2012 yılında eğri trapez kanatçık tipi vorteks üretici adını verdikleri yeni tip vorteks üreticisini incelemişler ve trapezoidal kanatçık, dikdörtgen kanatçık ve delta kanatçık gibi geleneksel vorteks üreticilerle karşılaştırmışlar ve delta kanatçık çifti laminar ve geçiş bölgesinde en iyi sonucu verirken eğimli trapez kanatçık çiftinin ise düşük basınçtan kaynaklı tam türbülanslı bölgede en iyi termohidrolik performans gösterdiği sonucuna varmışlardır (Zhou & Ye, 2012).

Min ve ark. Dikdörtgen kanat aksesuarı ile monte edilmiş dikdörtgen bir kanattan oluşan yeni bir kombine boyuna girdap üretici (LVG)'nin ısı transferini incelemişler ve Dikdörtgen kanatçık çiftiyle karşılaştırıldığında, yeni kombine LVG'li kanalın Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün belirtilen Reynolds sayıları aralığında sırasıyla %2.1–20.7 ve %4.7–104.1 arttığını bulmuşlardır (Min vd., 2012).

Çalışkan 2014 yılında delikli üçgen vorteks üreticiler (PTVG) ve delikli dikdörtgen vorteks üreticiler (PRVG) ine sahip kanalda deneysel çalışmalar yapmış ve PTVG ve PRVG 'nin düz kanala kıyasla ısı transfer hızını arttırdığı sonucuna varmıştır (Caliskan, 2014).

Skullong ve ark çoklu V bölmeli vorteks üreticileri (BVG) donattıkları güneş enerjili ısıtıcıda üç farklı periyot oranlarında, $PR = 0.5$, 1.2 çalışmalar yapmış ve bunun sonucunda

kanalda BVG kullanılmasından dolayı test kanalı boyunca çok sayıda uzunlamasına vorteks oluşturduğunu gözlemlemişler ve daha küçük PR'nin tüm BVG'ler için en yüksek ısı transferi artışı ve sürtünme faktörünü sağladığı sonucu ortaya çıkmıştır (Tamna vd., 2014).

Tang ve ark. 2016 yılında dikdörtgen kanalda kanatçık uzunlamasına vorteks üreticilerinin yeni konfigürasyonunu incelemişler ve delta kanatçık çiftinin daha küçük kesişim açısına sahipken daha yüksek Nusselt sayısına sahip olduğunun ve dikdörtgen kanatçık çifti veya delta kanatçık çiftine sahip kanalın ortak yukarı akış konfigürasyonu, ortak aşağı akış konfigürasyonuna göre daha küçük kesişme açısına lakin daha büyük Nusselt sayısına sahip olduğu sonucuna varmışlardır (Tang vd., 2016)

Promvong ve ark 2018 yılında yaptıkları çalışmada, havalı tip bir güneş kolektörünün güneş enerjisini yutan yüzeydeki ısı transferini iyileştirmek amacıyla dikdörtgen ve trapezoidal kanatçık tipi vorteks üreticiler kullanmışlar ve hücum açısı $\alpha=30^\circ$ alınmıştır ve iki bağıl yükseklik ($B_R = e/H = 0.2$ ve 0.48) de ve üç uzunlamasına adım oranı ($PR = P_L/H = 1.0, 1.5$ ve 2.0) baz alınarak deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışma sonucunda dikdörtgen kanatçık tipi vorteks üreticinin $B_R = 0.48$ ve $PR = 1.0$ da düz kanala oranla 7.1 ve 109.5 katı üzerinde en yüksek ısı transferi ve sürtünme faktörü sağladığı sonucuna varmışlardır (Skullong vd., 2018).

Han ve ark. dikdörtgen bir kanalda delikli ve deliksiz iki sıralı vorteks üreteçlerini incelemişler ve delikli vorteks üreteçlerindeki termohidrolik performans faktörü (PEC) değerinin deliksiz dikdörtgen vorteks üreteçlerine göre daha fazla olduğunu bulmuşlardır (Han vd., 2018).

Samadifar ve ark. 6 farklı vorteks üreticilerinin kanaldaki etkilerini gözlemek için sayısal çalışmalar yapmışlar ve dikdörtgen vorteks üreticisinin ısı eşanjöründeki ısı transferini %7 arttırdığını ve diğer modellere göre ısı transferi artışını en çok arttıran model olduğu sonucuna varmışlardır (Samadifar & Toghraie, 2018).

Ke ve ark. dikdörtgen bir kanalda çeşitli konfigürasyonları içeren delta şekilli kanatçık uzunlamasına girdap üreteçleri (LVG'ler) ile sayısal çalışma yapmışlar ve bunun sonucunda Kanal yüksekliği ve LVG en boy oranının, farklı LVG konfigürasyonlarının etkinliğini etkileyen en kritik iki faktör olduğunu bulmuşlardır. Kanal yüksekliği küçük olduğunda, benzersiz karma konfigürasyonun akış yönünde enine kesitlerde sıvı karışımını

geliştirmede ve dolayısıyla ısı transferini iyileştirmede en etkili olduğu bulunmuştur. LVG en-boy oranı büyüdüğünde, ortak aşağı akış konfigürasyonu, ortak yukarı akış konfigürasyonundan daha iyi performans gösterdiği anlaşılmıştır (Ke vd., 2019).

Silva ve ark. 2019 yılında güneş kolektörünün dairesel tüpüne iki tip uzunlamasına vorteks üretici yerleştirmiş(delta winglet ve dikdörtgen winglet) ve Reynolds sayısını 300, 600 ve 900 ve 15°, 30° ve 45° hücum açısını kabul ederek çalışmalar yapmışlar ve en yüksek ısı transferinin iki vorteks üretici için de 45°lik açının saldırısında elde edildiğini ama ısı transferi ve basınç düşüşü cezası arasındaki en iyi oranın 30°lik hücum açısında delta kanatçık vorteks üreticinde gözlemlendiği sonucuna varmışlardır (da Silva vd., 2019)

Promvonge ve Skullong 2020 yılında dikdörtgen kanala delikli kanatçıkları ekleyerek Re aralığını 4100 ila 25.500 aralığında seçerek ısı transferini incelemişlerdir. Deliksiz delta kanatçıklar ve eliptik kanatçıklar ısı transferinde ve sürtünme kaybında en yüksek orana sahip olmasına rağmen delikli kanatçıkların daha yüksek termal performans geliştirdiğini gözlemlemişlerdir (Promvonge & Skullong, 2020).

Modi A. ve ark. 2020 yılında yaptıkları dairesel delikli dikdörtgen girdap üreteçleri (RWVG) ile donatılmış kanatlı boru eşanjöründe yaptıkları çalışmada 6 delikli RWVG' nin Re sayısı 4000 ile 2000 arasında Nusselt sayısının %45.95 ile %57.37 arasında artış olduğunu ve sürtünme faktöründe ise %13.81 oranında azalma gösterdiği sonucunu bulmuşlardır (Modi vd., 2020).

Promvonge ve ark.2021 yılında güneş enerjili hava ısıtıcı kanalında delikli üçgen kanatçık vorteks üreticilerini kullanarak Re aralığını 4000 ila 24000 arasında seçerek ısı transferine etkisini incelemişler, delikli üçgen kanatçık vorteks üreticinin kullanılması sonucunda ters dönen girdap çiftleri oluşturmuş ve bu oluşumda ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Delikli kanatçık kullanımı, düz kanatçığa göre TEF oranının %2.9 arttırdığı gözlemlenmiştir (Promvonge vd., 2021).

Fu ve ark. 2023 yılında delta kanatçık uzunlamasına girdap üreticilerine (LVG) sahip mini kanalları ısı transferine etkisi açısından incelemişler ve LVG'lerin konfigürasyonunun ve kanal yüksekliğinin esas olarak LVG'lerin aşağısındaki ana girdap davranışını etkilediğini, ancak LVG'lerin yakınındaki girdap yapısı üzerinde çok az etkiye sahip olduğu sonucuna varmışlardır (Fu vd., 2023).

Fu ve ark. 2023 yılında yaptıkları beş uzunlamasına vorteks üreticilerinin (LVG) kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisini incelemişler ve kanal yüksekliğinin LVG'lerin aşağısındaki ana girdap davranışını etkilediğini, ancak LVG'lerin yakınındaki girdap yapısı üzerinde çok az etkiye sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Fu vd., 2023b).

Saini ve ark. dairesel delikli trapez kanatçık vorteks üretici ve deliksiz trapez kanatçık vorteks üretici (CTWVG),’ler kullanarak ortak aşağı akış (CFD) konfigürasyonu kullanılarak termohidrolik performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışma deliksiz CTWVG, bir delikli CTWVG ,2 delikli CTWVG ,3 delikli CTWVG ve 6 delikli CTWVG ‘yi içermektedir. Reynolds aralığını 400 ila 2000 olarak yapılan çalışmada delik sayısının kanatçık ve borulu ısı değiştiricilerinde performansı üzerinde etkili olduğunu gözlemlemişler ve konfigürasyonlar arasında 6 delikli CTWVG ‘nin literatürde bulunan diğer CTWVG konfigürasyonlara göre daha iyi performans sergilediği sonucuna varmışlardır (Saini vd., 2023)

Yukarıda bahsedilen literatür taramasına göre, bu tez çalışmasındaki vorteks üreticileri bu çalışmalar öncülüğünde gerçekleştirilmiştir. (Skullong vd., 2018) araştırmacıların yaptıkları çalışma dikkate alınarak VG yüksekliği, genişliği sabit alınmıştır. Literatürden de anlaşılacağı BR oranının 0.48 olmasının en iyi ısı transferi sağlamasından ötürü blokaj oranı 0.48’de sabit tutulmuştur. Yapılan çalışmalara bakıldığı zaman trapezoidal vorteks üreticilerde yapılan modifikasyonlarda daha çok delik açma işlemleri yapıldığına çalışmamızda yapılan kesme oranını mesafesinin 6.25, 12.5 ve 18.75 şeklinde değiştirilmesi ile vorteks üreticinin taban genişliğine oranı(b/c) ile VG en küçük kenar yüksekliğinin en büyük kenar yüksekliği oranı (e/h) modifikasyonlarının olmadığı gözlenmiştir. Bu çalışma ile literatüre yeni tip VG kazandırılması sağlanacaktır. Trapezoidal kesme oranlarının mesafesinin artışına bağlı olarak b/c oranının artması ile ısıl iyileştirmeyi sağlamak amaçlanmıştır. Trapezoidal ve boyuna vorteks üreticileri modifiye

ederek literatüre yeni tip vorteks üretici kazandırılmayı amaçlanmış ve ısı transferinde iyileşmeyi sağlayarak enerjinin verimli kullanılması sağlanmıştır. Ayrıca Literatür incelendiğinde yapılan sayısal çalışmalar daha çok SST türbülans modeli kullanılarak yapılmış ancak yakın zamanda ANSYS tarafından geliştirilen GEKO türbülans modeli(Menter vd., 2019) kullanan bir çalışmaya rastlanılmamıştır. GEKO türbülans modelinin SST'ye göre daha işlevsel olması ve kullanıcı esnekliği sağlamasından ötürü GEKO türbülans modeli seçilerek daha sonraki yapılacak çalışmalara yol gösterici olması amaçlanmıştır.



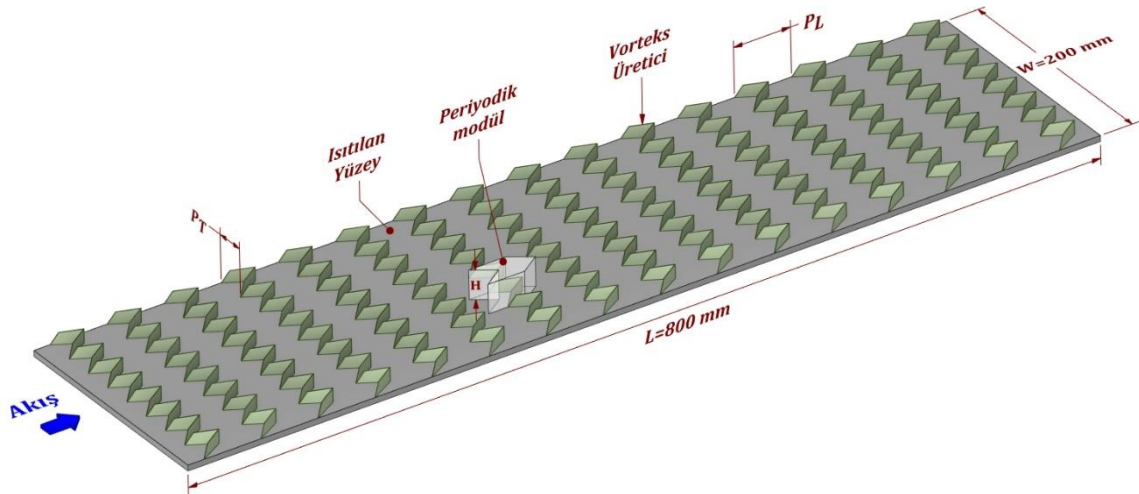
4.GEREÇ VE YÖNTEM

Dikdörtgen bir kanal içerisinde tam gelişmiş akış bölgesindeki ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilen farklı tipteki vorteks üreticilerle yüzeydeki ısı transferi iyileştirmek istenmiştir. Bunun için kullanılan fiziksel geometri ve çözüm metodolojisi aşağıda sunulmuştur.

4.1. Fiziksel Geometri

4.1.1. Kanal Geometrisi

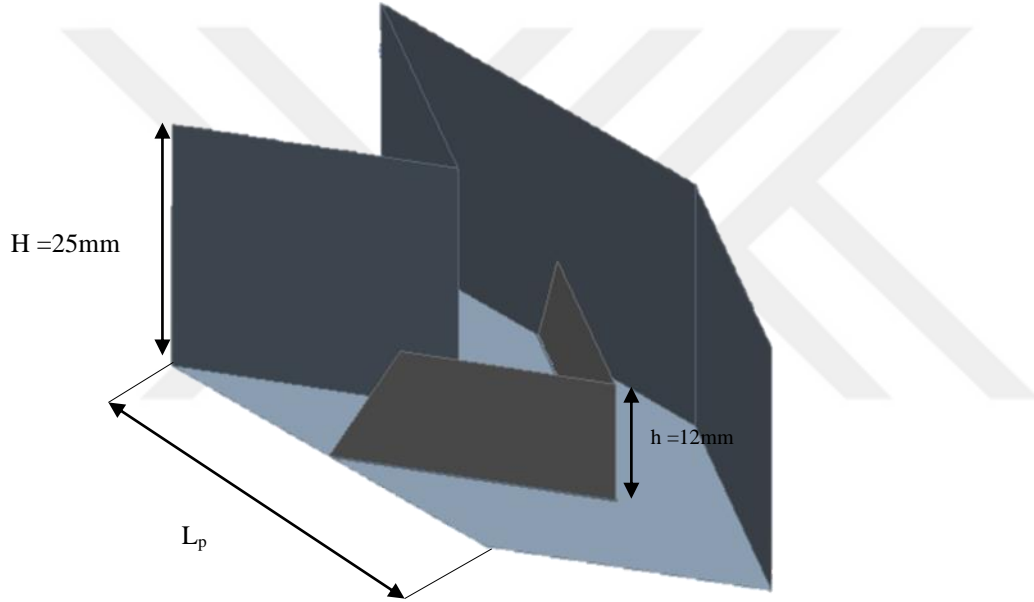
Şekil 4.1.1'de (Skullong vd., 2018) araştırmacıların yaptığı çalışma dikkate alınarak, bu çalışmada ısı transferinin olduğu yüzey üzerine vorteks üreticilerin akış doğrultusunda periyodik aralıklarla yerleştirildiği test bölgesi görülmektedir. Akışkan olarak havanın kullanıldığı, $H=25$ mm yüksekliğinde, $W=200$ mm genişliğinde ve test bölgesi $L=800$ mm uzunluğunda olan dikdörtgen en kesitli bir kanal içerisinde, ısı transferinin olduğu yüzey üzerine farklı şekillerde modifiye edilmiş trapezoidal boyuna vorteks üreticilerin periyodik aralıklarla yerleştirildiği akış ve ısı transferi problemi tek bir periyodik modül çözüm bölgesi seçilerek sayısal olarak incelenmiştir.



Şekil 4.1.1. Kanal test bölgesi geometrisi(Bu çalışma)

4.1.2. Periyot Geometrisi

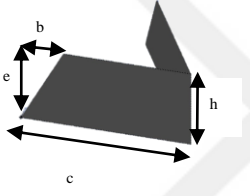
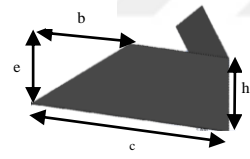
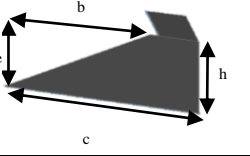
Bütün kanal çözümü için çok güçlü bilgisayarlara ihtiyaç duyulduğundan bütün kanalı çözmek uğraştırıcı olduğundan ve akış büyük oranda akış yönünde periyodik, enine doğrultuda simetrik yapı gösterdiği için periyodik sınır şartları altında çözümler yapılmıştır. Periyodun geometrisi Şekil 4.1.2’de gösterilmiştir. Periyot yüksekliği 25 mm, adım oranı L_p/H ve $PR=1.0, 1.5$ ve 2.0 olacak şekilde $L_p=25, 37.5$ ve 50 olarak seçilmiştir. Aşağıda bir periyot bölgesine ait geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.1.2. Çalışması yapılan bir periyotluk geometri

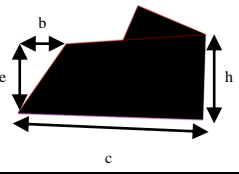
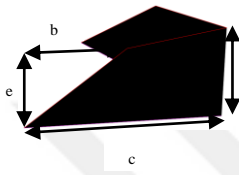
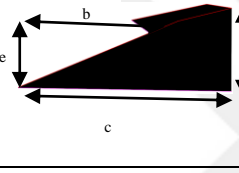
4.1.3.Çalışmada kullanılan vorteks üreticiler

Modifiye edilmiş Trapezoidal ve boyuna vorteks üreticilerin tasarımları aşağıda gösterilmiştir. Hücum açısı 30°'lik hücum açısında sabit tutulmuştur. Kanal yüksekliği $H=25\text{mm}$ sabit tutulmuştur. Blokaj oranı ise $B_R=e/H=0.48$ 'dir.VG yüksekliği 12 mm seçilmiştir.

| Geometrik Şekil | VG yüksekliği h (mm) | VG en küçük yüksekliği e (mm) | VG taban uzunluğu c (mm) | Eğimli iz düşüm uzunluğu b (mm) | e/h | b/c |
|---|------------------------|---------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|-------|-------|
|  | 12 | 12 | 25 | 6.25 | 1 | 0.25 |
|  | | | | 12.50 | | 0.50 |
|  | | | | 18.75 | | 0.75 |

Şekil 4.1.3.1. Bu çalışmada, $e/h=1.00$ olan Vorteks Üreticilerin tasarımı

Şekil 4.1.3.1'de $e/h=1.00$ için vorteks üreticilerin tasarımları gösterilmektedir. Trapezoidal kanatçık türündeki vorteks üreticilerin $h=12\text{mm}$ ve vorteks üreticilerin tabanı $c=25\text{mm}$ sabit alınmıştır. Eğimli iz düşüm uzunluğu ise b ile gösterilmiş ve $e=12\text{mm}$ ve $e=10\text{mm}$ için çözümler yapılmıştır. Burada $b=6.25, 12.5$ ve 18.75 mm olarak değiştirilmiş b/c oranları $0.25, 0.50$ ve 0.75 alınmıştır.

| Geometrik Şekil | VG yüksekliği h (mm) | VG en küçük yüksekliği e (mm) | VG taban uzunluğu c (mm) | Eğimli iz düşüm uzunluğu b (mm) | e/h | b/c |
|--|-------------------------|----------------------------------|-----------------------------|------------------------------------|------|------|
|  | 12 | 10 | 25 | 6.25 | 0.83 | 0.25 |
|  | | | | 12.5 | | 0.50 |
|  | | | | 18.75 | | 0.75 |

Şekil 4.1.3.2. Bu çalışmada, $e/h=0.83$ olan Vorteks Üreticilerin tasarımı

Şekil 4.1.3.2’de $e/h=0.83$ olan vorteks üreticilerin tasarımı gösterilmektedir. Burada $e=10\text{mm}$ ’de sabit tutulurken vorteks üreticilerin uzunluğu 12 mm ’de sabit tutulmuştur. Aynı şekilde $b = 6.25, 12.5$ ve 18.75 mm arasında değişmektedir. VG’nin ısıtıcı yüzeye oturduğu taban yüzeyi adyabatik ancak $t = 0.3\text{ mm}$ kalınlığında alüminyum malzeme alınarak kendi içindeki ısı iletimi hesaplamalara katılmıştır.

4.2. Matematiksel Model

Akışkanın kanal içerisindeki akış türü laminar, geçiş ve türbülanslı akış olmak üzere 3 ayrılır.

Tablo 4.2. Akış Türleri

| Laminer Akış | Geçiş Akış | Türbülanslı Akış |
|---|---|---|
| Akış Çizgileri düz ve paraleldir. | Laminerden türbülansla direk geçiş olmaz. Buradaki akış ne laminar ne de türbülanslı akıştır. | Akışkan parçacıkları zikzaklar şeklinde hareket eder. |
| Genellikle daha düşük akış hızlarında ve yüksek viskozite | | Genellikle daha yüksek hızlarda ve düşük viskozite |
| Hız dağılımı parabol | | |
| $Re \leq 2300$ | $2300 \leq Re \leq 4000$ | $Re \geq 4000$ |

Reynolds sayısı Tablo 4.2'de de görüldüğü üzere akışkanın laminar, Geçiş ya da türbülanslı olmasını belirleyen en önemli parametredir.

Modifiye edilmiş trapezoidal ve boyuna vorteks üreticilerin akış alanı ile basınç kayıplarının çözümleri için Ansys Fluent kullanılmıştır.

4.2.1. Genel Hareket ve Enerji Denklemleri

Akış bölgesindeki akışkan özelliklerinin belirlenebilmesi için korunum denklemlerinin akış bölgesindeki tüm noktalara uygulanacağı akışkan hareketine ve ısı transferine ait diferansiyel denklemlerin türetilmesi ile belirlenebilmektedir.

Bu denklemler;

Kütlenin korunumu (Süreklilik denklemi)

Navier Stokes denklemi (Momentum denklemi)

Enerjinin korunumu

Yığık ortalama sıcaklıkta akışkan özelliklerinin sabit alındığı, akışın sıkıştırılmaz ve daimî olduğu şartlarda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda sunulmuştur.

Süreklilik denklemi:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (4)$$

Momentum Denklemi:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (5)$$

Enerji Denklemi:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k \nabla^2 T + \Phi \quad (6)$$

Viskoz disipasyon (Φ):

$$\Phi = \mu [\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T] : \nabla \vec{V} \quad (7)$$

Bu çalışmada viskoz yutulma (disipasyon) göz ardı edilmiştir.

Türbülanslı akışın çalkantılı olması kütle, momentum ve ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve arttırdığı bilinmektedir. Bu yüzden yukarıda verilen denklemlerdeki hız, basınç ve sıcaklıklar anlık değerlerdir ve denklemler de anlık denklemlerdir.

Türbülanslı akışta anlık hız, basınç ve sıcaklık;

$$\tilde{u} = \bar{u} + u', \quad \tilde{v} = \bar{v} + v', \quad \tilde{P} = \bar{P} + P', \quad ve \quad \tilde{T} = \bar{T} + T' \quad (8)$$

Burada \tilde{u} , v , \tilde{P} , \tilde{T} anlık değerleri sembolize etmektedir.

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \tilde{u} dt, \quad \bar{P} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \tilde{P} dt \quad (9)$$

Türbülanslı akış ve ısı transferi için çözülmesi gereken Zaman ortalama Navier-Stokes (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes) denklemleri vektörel notasyonda aşağıda verilmiştir.

Zaman ortalama süreklilik denklemi:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (10)$$

Zaman ortalama momentum denklemi:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla \bar{P} + \mu \nabla^2 \vec{V} + \nabla \cdot (-\rho \overline{V'V'}) \quad (11)$$

Zaman ortalama enerji denklemi:

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = k \nabla^2 \bar{T} + \nabla \cdot (-\rho \overline{T'V'}) \quad (12)$$

$-\rho \overline{V'V'}$ =Türbülans ya da gerilme tensörü

$-\rho \overline{T'V'}$ =Türbülans ısı akısı

4.2.2. Türbülans modeli

Türbülans modeli seçiminde en temel etken deneysel verilerle ne kadar uyum sağlayıp sağlayamadığıdır. Türbülans modelleri sırasıyla sıfır denklemlilikli model, bir denklemlilikli model ile iki denklemlilikli Modellerin yanı sıra Reynolds gerilme model, Cebirsel gerilme modeli ile Büyük Girdap benzeşimleri bulunmaktadır.

İki denklemlilikli modeller arasında;

k - ϵ (standart ve realizable)

k - ω (SST, BSL, GEKO) bulunmaktadır.

Yakın zamanda ANSYS tarafından geliştirilen GEKO (*GE*neralized *K*-*Omega*) türbülans modeli, k - ω formülasyonuna dayanmakta olup, kullanıcının çeşitli akış senaryoları için modeli ayarlayabileceği bir esneklik sunmaktadır. Başka bir deyişle, kullanıcılara farklı modeller aracılığıyla esneklik sunmak yerine, farklı uygulama alanlarını kapsamak için GEKO türbülans modeline ait katsayıların uygun değerlerini kullanarak esneklik sunmak amacını taşımaktadır. GEKO türbülans modelinin genel formülasyonu Menter F. R. ark. aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - C_\mu \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (13)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = C_{\omega 1} F_1 \frac{\omega}{k} P_k - C_{\omega 2} F_2 \rho \omega^2 + \rho F_3 CD + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (14)$$

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho \frac{k}{\max(\omega, S/C_{Realize})} \quad (15)$$

$$P_k = -\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (16)$$

$$\tau_{ij}^{EV} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t 2S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (15)$$

$$CD = \frac{2}{\sigma_\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (17)$$

$$\tau_{i,j} = \tau_{ij}^{EV} - C_{CORNER} \frac{1.2\mu_t}{\max(0.3\omega, \sqrt{0.5(S^2 + \Omega^2)})} (S_{ik}\Omega_{kj} - \Omega_{ik}S_{kj}) \quad (18)$$

burada :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (17)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} ; \quad \Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (18)$$

$$C_{Realize} = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0.577 ; \quad P_k = \mu_t S \Omega$$

Burada C_μ , σ_k ve σ_ω model sabitleridir. GEKO türbülans modelinin serbest katsayıları ise, çözüm yapılan akış şartlarına ve hatta çözüm bölgesinin farklı kısımlarında farklı amaçlar elde etmek için Denklem 14'te görülen F_1 , F_2 ve F_3 fonksiyonları üzerinden uygulanır.

GEKO türbülans modeli ile elde edilen sonuçların deneysel verilere uygunluğunu elde edebilmek bakımından altı adet serbest katsayılar içermektedir. Bu katsayıların aralıkları ve varsayılan değerleri Tablo-4.2.2'de sunulmuştur.

Tablo-4.2.2. GEKO Türbülans modeline ait serbest katsayılar (Menter vd., 2019)

| MIN | | Parameter | MAX | | Default |
|---------|---|---------------------|-----|--------|---------------------|
| 0.7 | ≤ | C _{SEP} | ≤ | 2.5 | 1.75 |
| -2.0 | ≤ | C _{NW} | ≤ | 2.0 | 0.50 |
| ... 0.5 | ≤ | C _{MIX} | ≤ | 1.0... | C _{MixCor} |
| 0.0 | ≤ | C _{JET} | ≤ | 1.0 | 0.90 |
| 0.0 | ≤ | C _{CORNER} | ≤ | 1.5 | 1.00 |
| 0.0 | ≤ | C _{CURV} | ≤ | 1.5 | 1.00 |

• C_{SEP} : Sınır katmanlarını ayırmak amacıyla kullanılan ana parametredir. C_{sep} arttırıldıkça girdap viskozitesini azaltmaktadır. Akış ayrılmasının yerini ayarlamaktadır. Tüm akışlar üzerinde etkilidir.

• C_{NW} : Duvar sınır tabakalarının iç kısmını etkiler. C_{nw} arttırıldığında ise yüksek duvar kayma gerilimine neden olmaktadır. Girdaplar üzerinde orta düzeyde etkilidir. Default değeri ise 0.5'tir.

• C_{MIX} : Serbest kesme akışlarını etkilemektedir. C_{mix} i arttırmak ise serbest kayma akış oranını arttırmak demektir. C_{sep}'in her bir değeri için C_{mix} seçilmektedir. Değerler korelasyonla verilmektedir.

$$C_{MIX} = C_{MixCor}$$

$$C_{MixCor} = 0.35 \text{sign}(C_{SEP} - 1) \sqrt{|C_{SEP} - 1|}$$

• C_{JET} : Jet akışlarında etkilidir. Jet akışlarının yayılma hızının ayarlanmasında etkindir. Default değeri ise 0.9'dır

• C_{CURV} : Eğrilik düzeltmesidir.

GEKO türbülans modelinde verilmiş olan default değerlerinin kullanılması GEKO türbülans modelinin SST k- ω türbülans modeli gibi davranmasına (GEKO-1.75, SST) $C_{SEP} = 1$ ve diğer serbest katsayılar varsayılan değerinde bırakıldığında ise yakın duvar bölgesi dışında Realizable k- ϵ modeli gibi davranmasına neden olmaktadır. (GEKO-1, RKE)

C_{NW_SUB} katsayısı ise GEKO türbülans modelinde özel serbest katsayı olup duvar kayma gerilmesini etkilemektedir. Varsayılan değeri ise 1.7'dir.

Bu çalışmada C_{SEP} , C_{NW} , ve C_{NW_SUB} uygun değerleri bulunmaya çalışılmış, bunun dışında kalan katsayıları default halinde bırakılmıştır. Bu katsayıların uygun değerlerinin belirlenmesi. (Menter vd., 2019)'de tavsiye edilen stratejiye göre yapılmıştır.

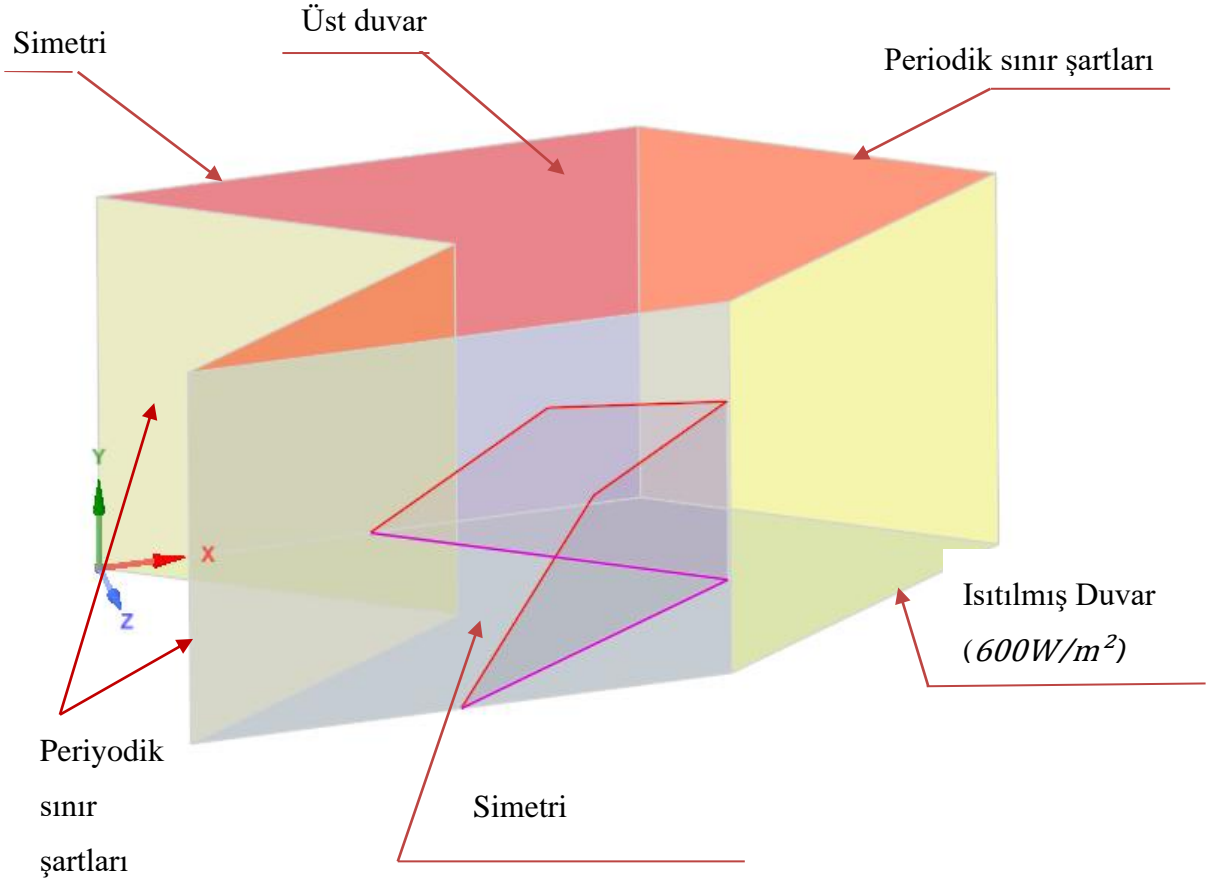
Korunum denklemlerinin ayrıştırılması ve türbülans modellerini çözmek gerçeklikte zordur ve uğraştırıcıdır. Bu yüzden sayısal çalışmalarda Ansys Fluent kullanılmış ve Hız ve Basınç ilişkisinin kurulmasında *Coupled Method*, konvektif terimlerin ayrıştırılmasında ikinci mertebeden *Upwind* metodu kullanılmıştır.

5. SAYISAL ÇALIŞMA

Sayısal çalışma için 4 çekirdekli İntel i5 bilgisayar ve Ansys Fluent paket programı kullanılmıştır. Dikdörtgen bir kanal içerisine trapezoidal ve modifiye ettiğimiz vorteks üreticilerini BR=0.48 oranında sabit olmak üzere farklı adım oranlarında ve akışa yerleştirilmiş biçimi olarak CFD (Common-Flow-Up) Reynolds 4121 ve 25365 aralığında çözümler yapılmıştır. Nusselt sayısı ile sürtünme faktörü, ısıl iyileştirme faktörleri incelenmiştir.

5.1. Yapılan Kabuller ve Sınır şartları

Bu çalışmada Şekil 5.1’de gösterilen bir periyotluk bölge tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferi için çözüm bölgesi olup Şekil 5.1’de sınır şartları ile ayrıntılı gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Bu çalışmada kullanılan bir periyotluk çözüm bölgesi ve sınır şartları.

Akış daimî sıkıştırılmaz ve türbülanslıdır. Viskoz yutulma, ışınlama ısı transferi ve doğal taşınım etkileri ihmal edilmiştir. Akışkan özellikleri yığık ortalama sıcaklıkta sabittir. Periyodik tam gelişmiş akışlarda, akış doğrultusunda aynı geometriyi gösteren her periyotta birbirine benzer özellikler gösterdiğinden giriş bölgesi ile uğraşmaktan ziyade sadece seçilen bir periyotluk bir bölgesi ile akış ve ısı transferi özellikleri hesaplanır.

Çözüm bölgesine ait sınır şartları şöyledir;

1.VG ve çözüm bölgesinin alt ve üst yüzeylerinde kaymama sınır şartı vardır.

2.VG ve çözüm bölgesinin yan yüzeylerinde simetri sınır şartı uygulanmıştır.

3.Çözüm bölgesinin alt yüzeyinde $q'' = 600 \text{ W/m}^2$ ısıl sınır şartı uygulanmıştır.

4.Çözüm bölgesinin üst yüzeyi ise adyabatiktir.

5.Periyodik sınır şartı uygulanmasından dolayı, periyodik bölgenin

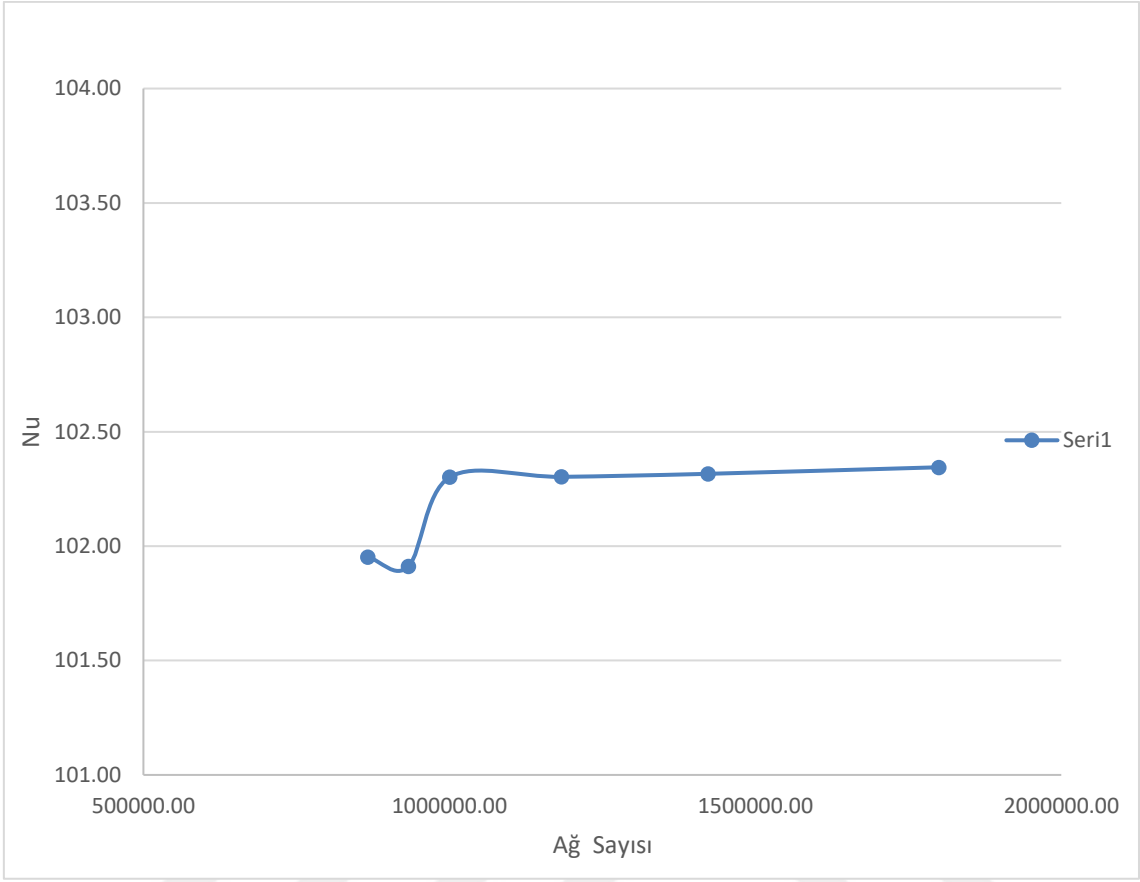
Kütlesel debi (dolayısıyla Reynolds sayısı) değeri, çözüm esnasında genel basınç düşümü ($\Delta P/L$) ayarlanarak elde edilir.

5.2. Ağ Bağımsızlığı Çalışması

Sayısal analizini yaptığımız bir periyotluk çözüm bölgesi üzerinde hücrelerden oluşan bir sayısal ağ üretilmiştir. Oluşturulan sayısal ağdaki hücre sayısı ve kalitesi yapılan çalışmanın doğru yürütülmesi bakımından önem arz etmektedir. Çok sık oluşturulan sayısal ağlar her ne kadar doğru gibi gözükse de yapılan analizlerin süresini arttırmasının yanında güçlü bilgisayarlara ihtiyaç duyulmasından kaynaklı doğru ağ yoğunluğunu bulmak zamandan tasarruf yapmamızı sağlamaktadır. Bundan dolayı doğru ağ yapısını bulmak ve sonuçların yanlış olmaması adına $Re=4121$ 'de $PR=1.5$, $e/h=1.00$, $b/c=0.25$ için çözüm bölgesi sayısal ağ sayısını belirli oranda arttırılarak Nusselt sayısına bakılmış 1 milyon hücre sayısından sonra çok fazla değişimin olmadığı gözlemlenmiştir. Bundan dolayı sayısal ağ yoğunluğu kriteri 1 milyonun altına inmeyecek şekilde çalışmalar yapılmıştır. Şekil 5.2.1'de çalışması yapılan bir periyotluk bölgeye ait çözüm bölgesinin ağ yapısı gösterilmiştir. Mevcut bir periyotluk çözüm bölgesinde yapısal olmayan tetrahedral hücre yapısı kullanılmıştır.



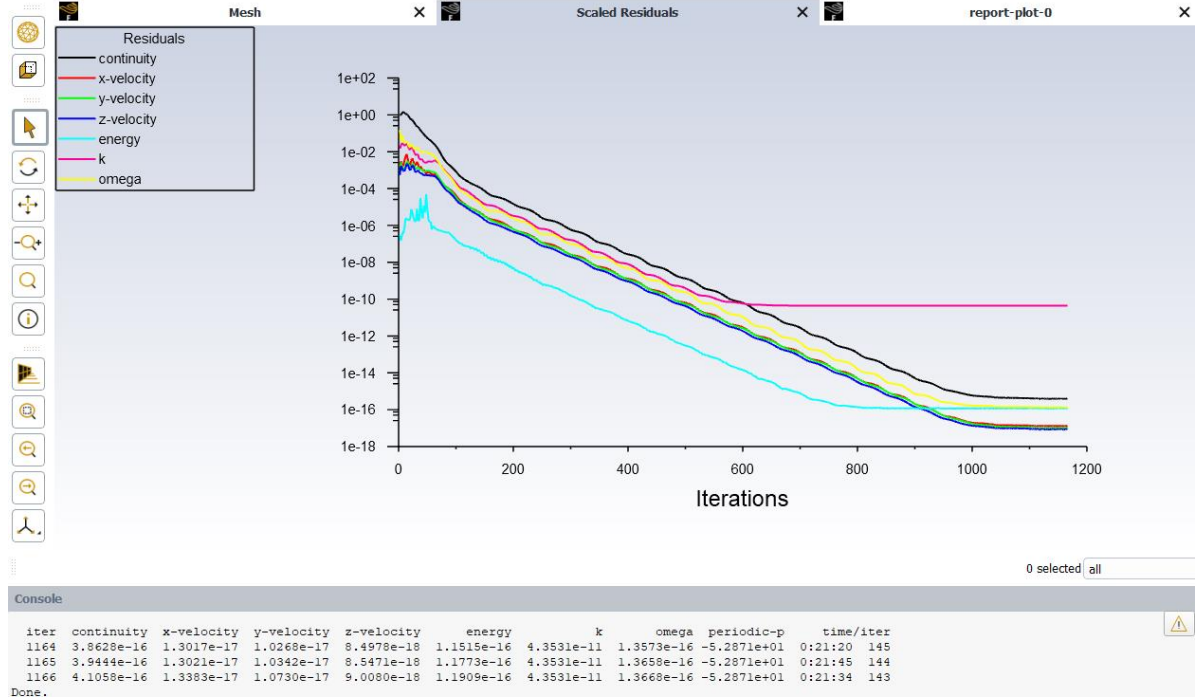
Şekil 5.2.1. Çalışması yapılan bir periyotluk bölgeye ait geometrinin ağ yapısı



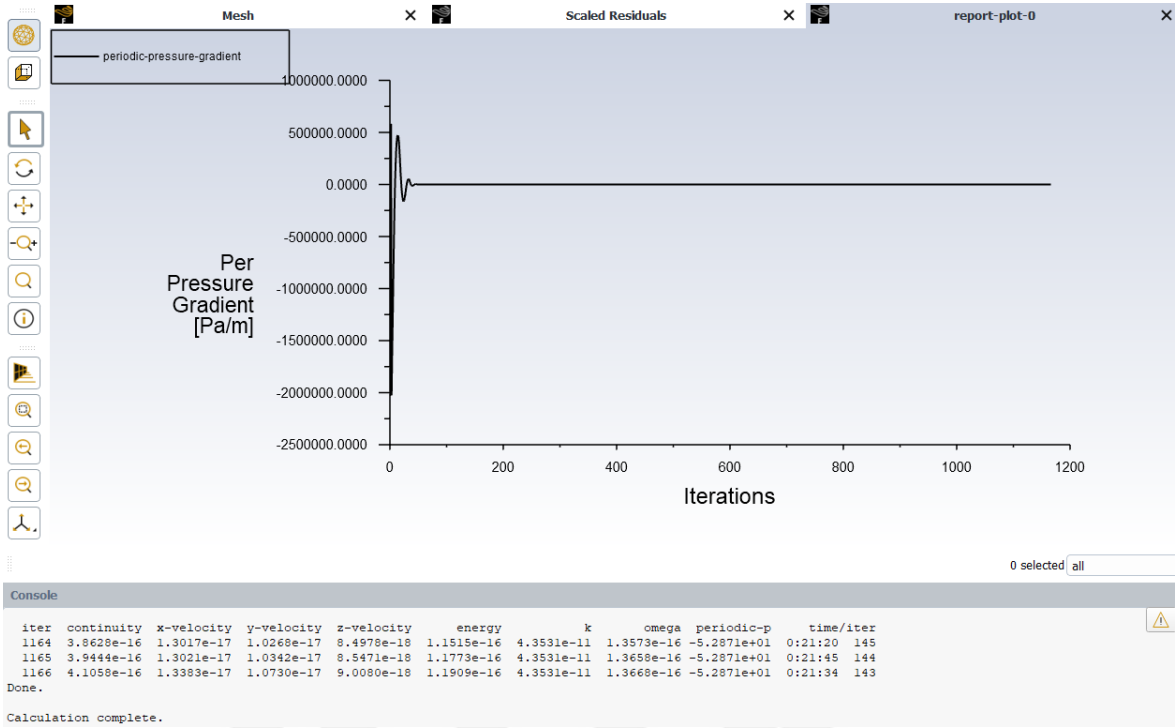
Şekil 5.2.2. Ağ Bağımsızlığı grafiği

5.3. Yakınsama Kriteri

Yakınsama kriteri olarak enerji denkleminde kalıntının 1×10^{-8} ve diğer denklemler için kalıntıların 1×10^{-5} 'in altına kadar çözümler sürdürülmüş ve ayrıca basınç gradyanının iteratif çözüm adımları ile sabit kaldığı takip edilmiştir. Aşağıda $e/h=1.00$, $b/c = 0.50$ için bir analizden seçilen iterasyon sayısına göre kalıntıların yakınsaması gösterilmektedir.



Şekil 5.3.1. İterasyon sayısına göre kalıntıların yakınsaması



Şekil 5.3.2. Basınç Gradyanının sabit kalması

5.4. Isı Transfer Analizi

Çalışmamızda Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl iyileştirme katsayısı aşağıdaki gösterildiği gibi hesaplanmıştır.(F.P.Incropera., 2007)

Reynolds Sayısı

$$Re = \rho V_{ort} D_h / \mu \quad (20)$$

V_{ort} = Akışkanın içerisinde hareket ettiği kanallardaki ortalama hızıdır.

D_h =Tasarlanan kanalın hidrolik çapı.

ρ =Akışkanın karakteristik bir özelliği olan yoğunluğudur ve kg/m^3 şeklinde ifade edilir.

μ =Akışkanın dinamik viskozitesidir.

Reynolds kısaca ifade etmek gerekirse, herhangi bir akışkan akışında atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranıdır. Reynolds sayısı boyutsuz bir parametredir.

$$D_h = 2WH/(W + H) \quad (21)$$

$$A_c = W \times H$$

Yapılan çalışma periyodik bölge ve akış yönüne göre sağ ve sol duvar bölgeleri simetri sınır şartı alınmıştır. Ancak genişliği $W=200$ mm ve yüksekliği $H=25$ mm olan bir kanal için hidrolik çap hesaplamaya katılmıştır. Hidrolik çap sabittir. Kütleli debinin hesaplanması ise farklı Re sayılarına göre değişmektedir ve aşağıda gösterilmiştir.

$$\dot{m} = \rho U_m A_c$$

Çalışmamız periyodik sınır şartlarında olduğundan kanal genişliğince yan yana 8 VG yerleşim söz konusu olduğundan bir periyotluk çözüm bölgesinden geçecek kütleli Kanaldan geçen debinin 1/8'i kadardır. Bu nedenle, çözümlerde, periyodik sınır şartlarında debi olarak $\dot{m}/8$ sınır şartı olarak verilmiştir.

Sürtünme faktörü

Darcy ifadesinden yararlanılarak;

$$f = \frac{D_h \Delta P / L}{\rho U^2 / 2} \quad (22)$$

ΔP = Test bölümü boyunca basınç düşüşü

U_m = Kanaldaki ortalama hava hızı

Nusselt sayısı

$$Nu_x = h_x D_h / k_f \quad (23)$$

$$h_x = q'' / (T_{s_x} - T_b) \quad (24)$$

Burada h_x yerel ısı transfer katsayısıdır.

T_b =akışkanın test bölgesindeki yığık ortalama sıcaklığı

T_{s_x} =yerel yüzey sıcaklığını

q'' = kanal ısıtılan yüzeyine uygulanan ısı akısını göstermektedir.

Yüzey boyunca alan ağırlıklı ortalama Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (25)$$

Isıl İyileşme Faktörü (*TEF*):

$$TEF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (26)$$

Nu_0 = Boş kanala ait Nusselt sayısı

f_0 = Boş kanala ait sürtünme faktörü

5.5. Boş Kanal Sonuçlarının Doğrulanması

Yapılan çalışmalarımızın doğruluğunu tespit edebilmek için yapılan sayısal çalışmalar boş kanal için uygulanmış olup daha sonra literatürde kabul edilen ve yaygın olarak kullanılan **Petukhov** ve **Gnielinski** ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada Reynolds aralıkları $4121 \leq Re \leq 25365$ arasında seçilmiş olup boş kanalın Nu_0 ve f_0 değerleri bu denklemlerden aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Gnielinski ifadesi;

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (27)$$

Dittus-Boelter bağıntısı;

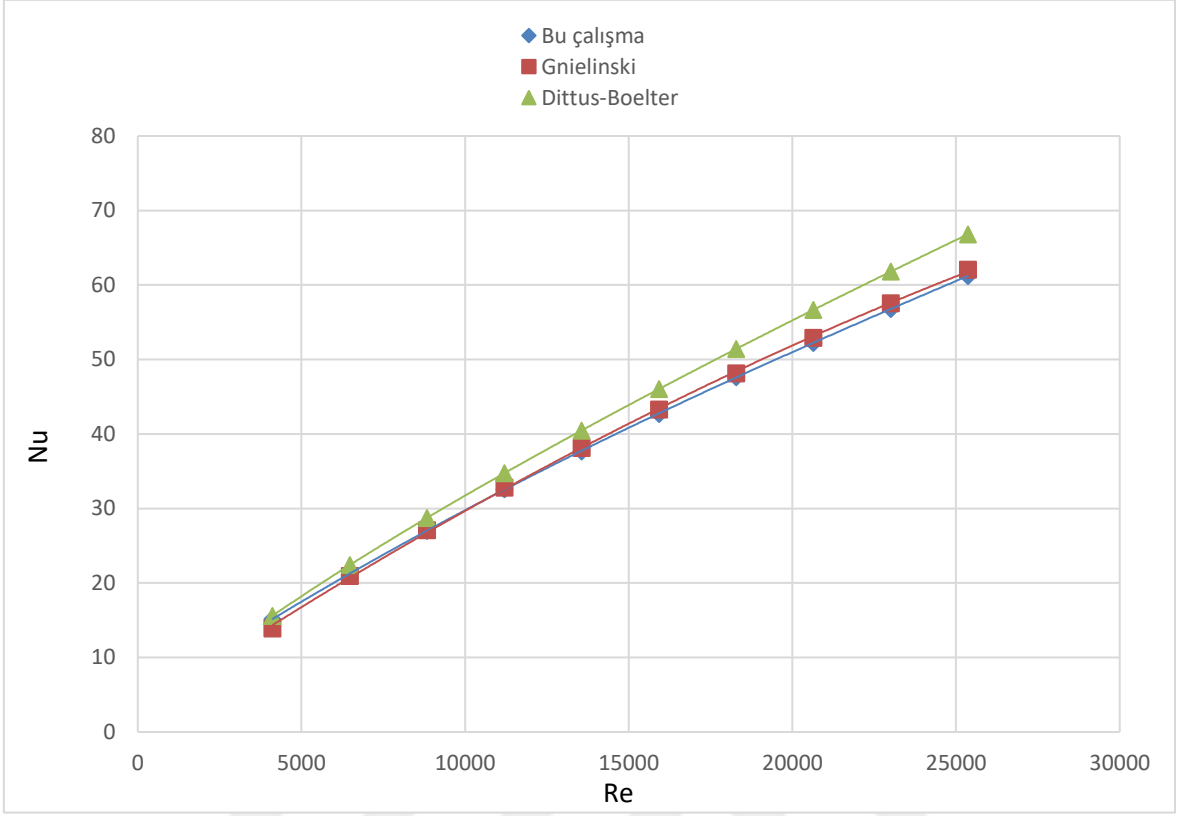
$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \left(\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 1000 \end{array} \right) \quad (28)$$

Blasius bağıntısı;

$$f_0 = 0.316Re^{-0.25} \quad 3000 \leq Re \leq 20000 \quad (29)$$

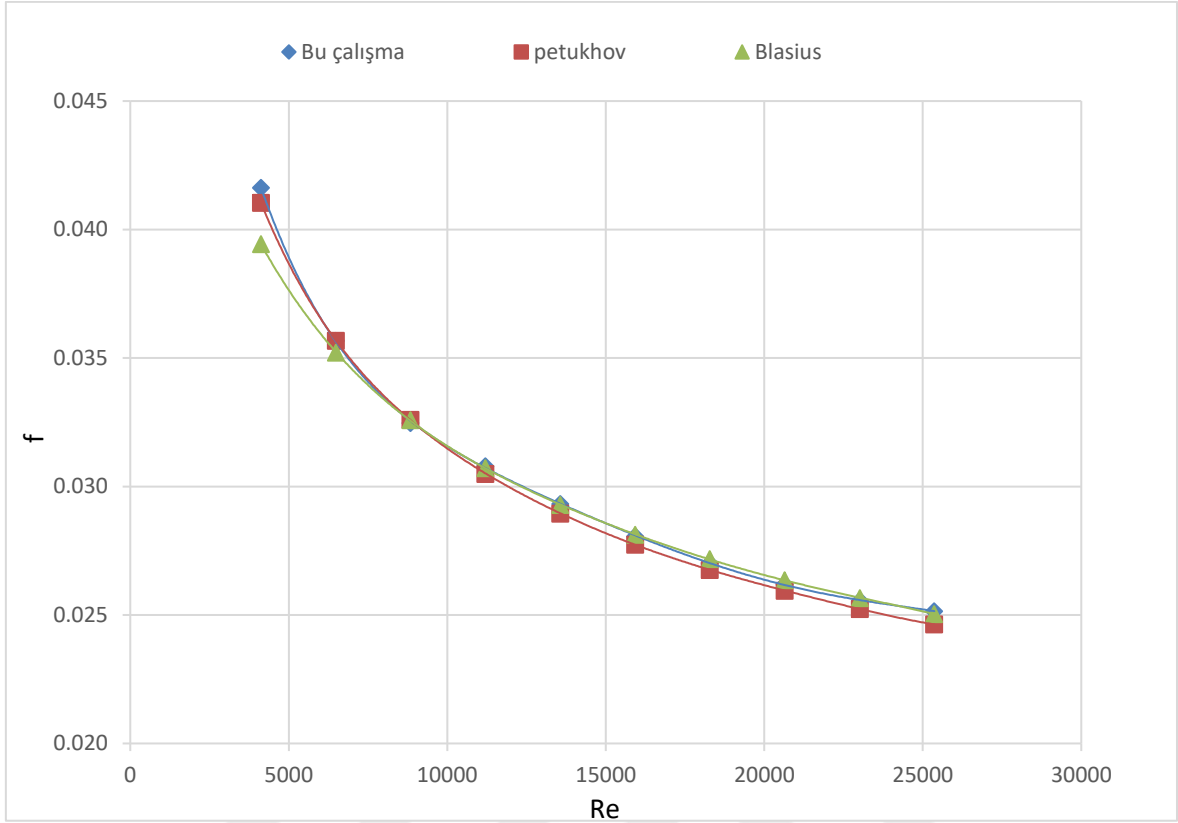
Petukhov bağıntısı;

$$f_0 = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (30)$$



Şekil 5.5.1. Boş kanal için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil 5.5.1’de grafik üzerinde Re sayısına göre Nu sayısının değişimini göstermektedir. Boş kanal için yapılan sayısal çalışmanın sonuçları literatürde kabul gören sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Nu sayısının hata oranları %8.91-1.38 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Hata oranının en düşük olduğu Reynolds sayısının 25365 olduğu görülmüştür.



Şekil 5.5.2. Boş Kanal için sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi

Şekil 5.5.2’de sürtünme faktörü literatür ile uyumludur. Sürtünme faktörünün hata oranları %1.42-2.11 arasında değişmektedir. Sürtünme faktörü (f) Şekil 5.5.2’de görüleceği üzere Re sayısı arttıkça azalmıştır.

Tablo 5.5. Boş Kanal için GEKO türbülans modelinde kullanılan serbest katsayılar

| | | | | | | | | | | |
|---------------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Re | 4121 | 6485 | 8843 | 11205 | 13562 | 15931 | 18282 | 20641 | 23014 | 25365 |
| C_{SEP} | 1.00 | 1.62 | 1.96 | 2.22 | 2.36 | 2.50 | 2.50 | 2.50 | 2.50 | 2.50 |
| C_{NW} | 2.00 | 0.50 | 0.50 | 0.50 | 0.50 | 0.50 | -1.00 | -1.85 | -2.00 | -2.00 |
| C_{NW_SUB} | 2.50 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.70 | 1.50 | 1.30 |

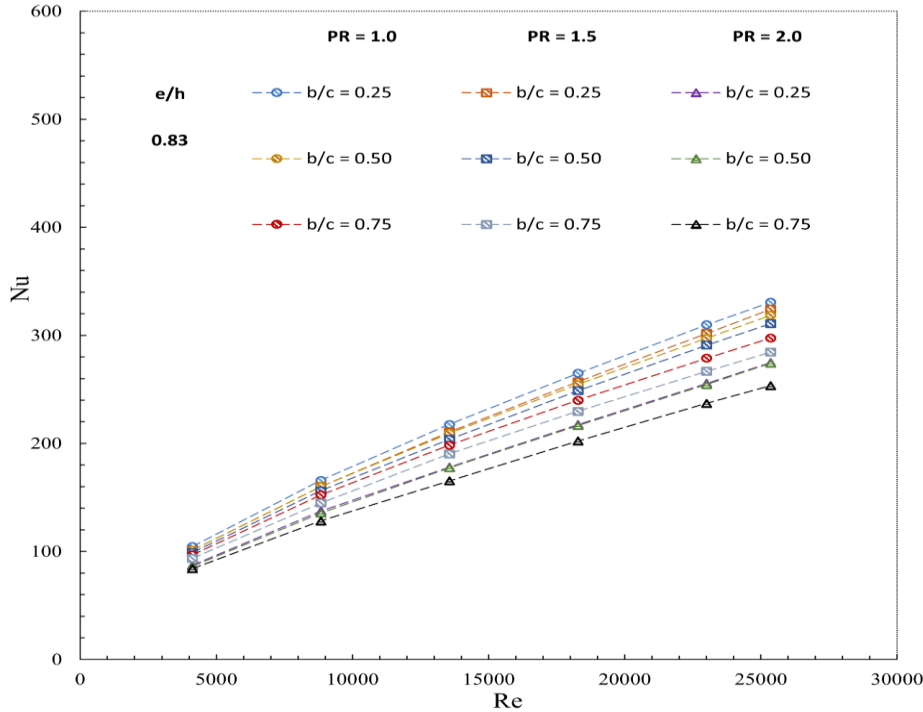
6. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında 6 farklı geometriye sahip vorteks üreticilerin dikdörtgen bir kanal içerisinde ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çözümler Re sayısı 4121 ve 25365 aralığındadır. Isı akısı olarak ise $q'=600 \text{ W/m}^2$ olarak sabit verilmiştir. Doğrulaması yapılan Promvonge ve ark. 2018 çalışmasında en yüksek ısı transferi $BR=0.48$ 'de çıktığı için sabit tutulmuştur. $PR=1.0, 1.5$ ve 2.0 aralığında değişmektedir.

6.1. Periyot Mesafesinin Isı Transferine Etkisi

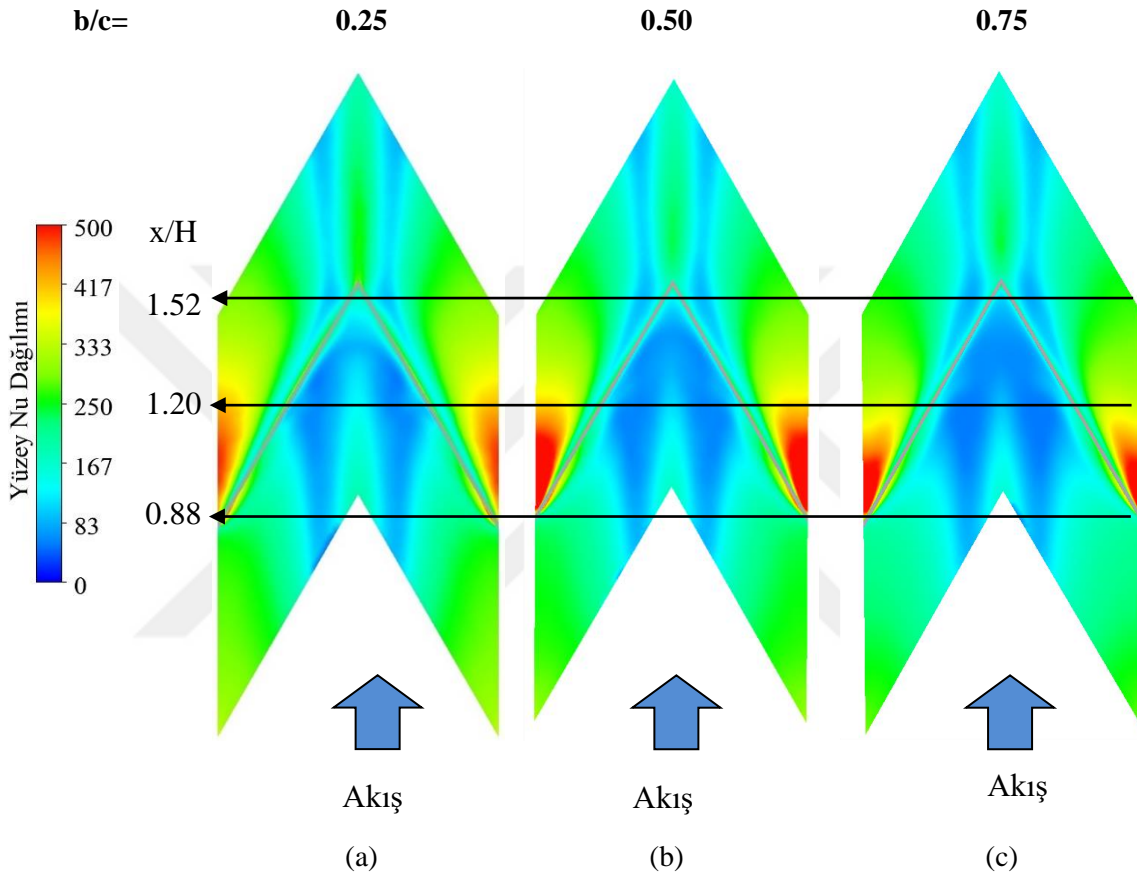
Bu çalışmada tasarlanan vorteks üreticilerin $PR (=1.0, 1.5, 2.0)$ ve $e/h (=1.00$ ve $0.83)$ ve $b/c (=0.25, 0.50, 0.75)$ değerlerinde ısı transferine etkisini incelemek için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi grafiği e/h 'ın 0.83 ve 1.00 durumları için Şekil 6.1.1.1 ve Şekil 6.1.2.1'de, boş kanala göre Nusselt sayısında Reynolds sayısı ile değişimi grafikleri ise Şekil 6.1.1.3 ve Şekil 6.1.2.3'te verilmiştir.

6.1.1.e/h=0.83 için, b/c'nin Isı Transferine Etkisi



Şekil 6.1.1.1. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

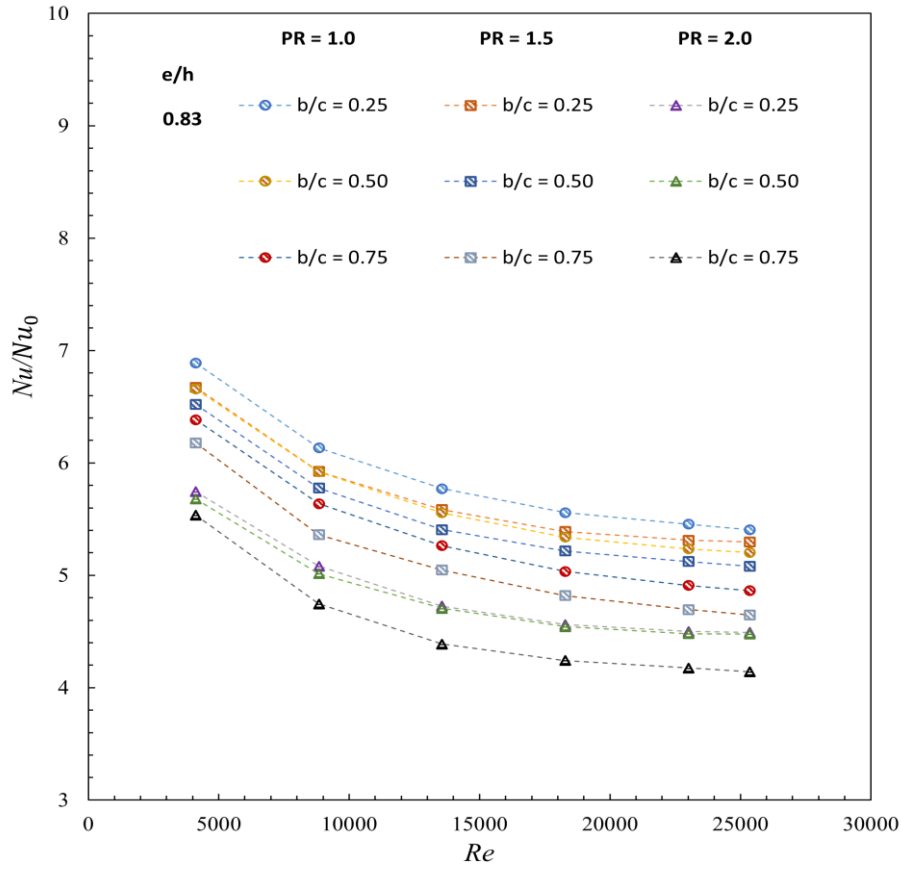
Şekil 6.1.1.1' de $e/h=0.83$ farklı PR ve b/c için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça bütün b/c durumları için Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.



Şekil 6.1.1.2. PR=1.5 ve $Re=13562$ 'de $e/h=0.83$ ve farklı b/c oranlarının ısı transfer yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının dağılımları

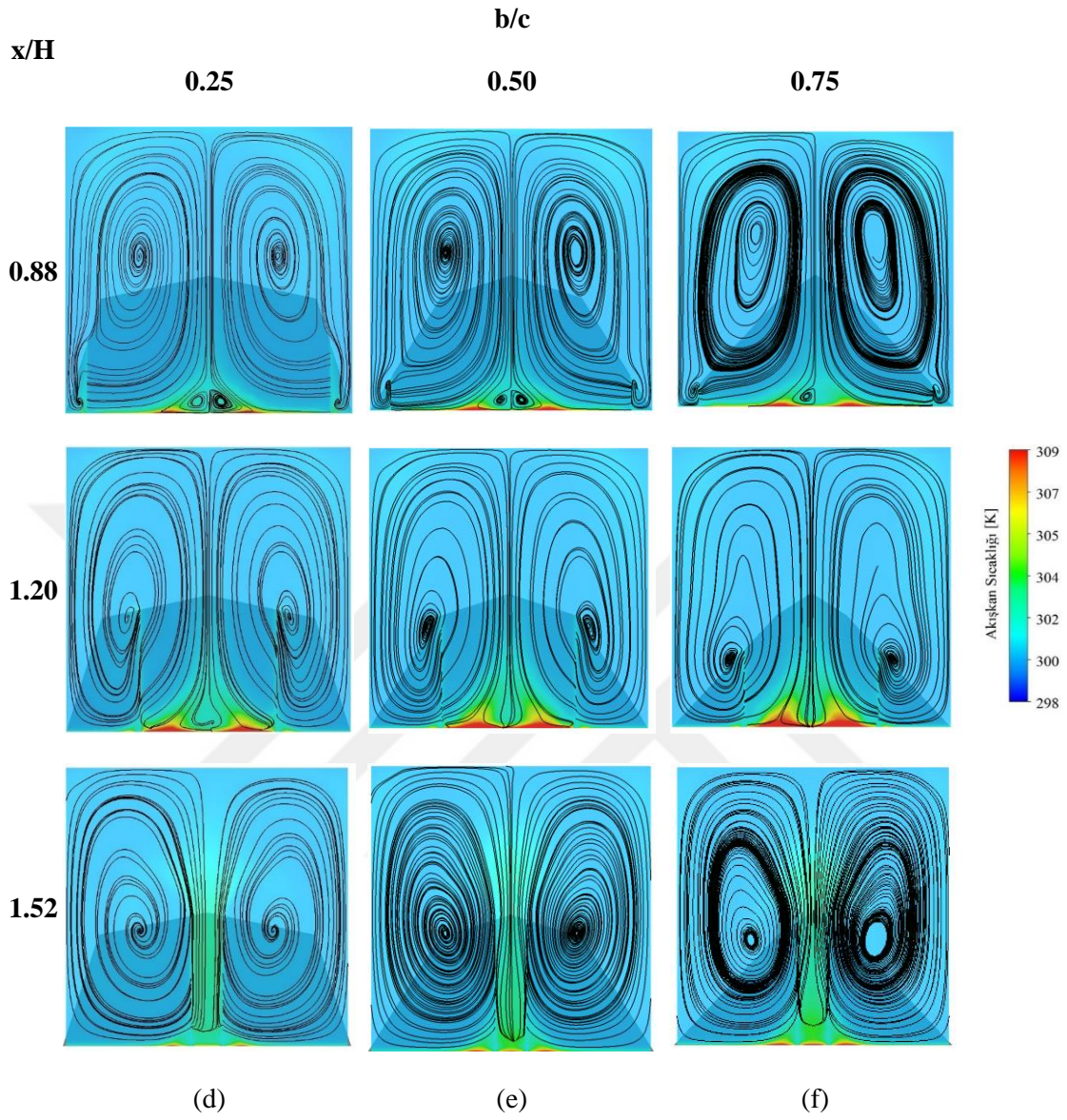
Şekil 6.1.1.2'de PR=1.5 ve $Re=13562$ 'de $e/h=0.83$ ve farklı b/c oranlarının ısıtılmış yüzey Nusselt dağılımları görülmektedir.

Şekil 6.1.1.2 (a), (b), (c)'de görüldüğü üzere yerel Nusselt değerlerinde x/H arttıkça nispeten bir artış göstermekte ancak VG'yi terk ederken 1.52 civarında nispeten düşük çıkmıştır.



Şekil 6.1.1.3. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranının Reynolds Sayısıyla değişimi

Şekil-6.1.1.3'te gösterilen grafikte $e/h=0.83$ için farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranı Nu/Nu_0 'ın Reynolds Sayısıyla değişimleri verilmiştir. Nu/Nu_0 'ın bütün b/c durumları için Reynolds Sayısının artmasıyla ters orantılı olarak azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi, artan Reynolds Sayısı ile paydada bulunan boş kanaldaki Nusselt Sayısının artış oranı VG'li kanaldaki Nusselt Sayısının artış oranından daha fazla olmasındandır.

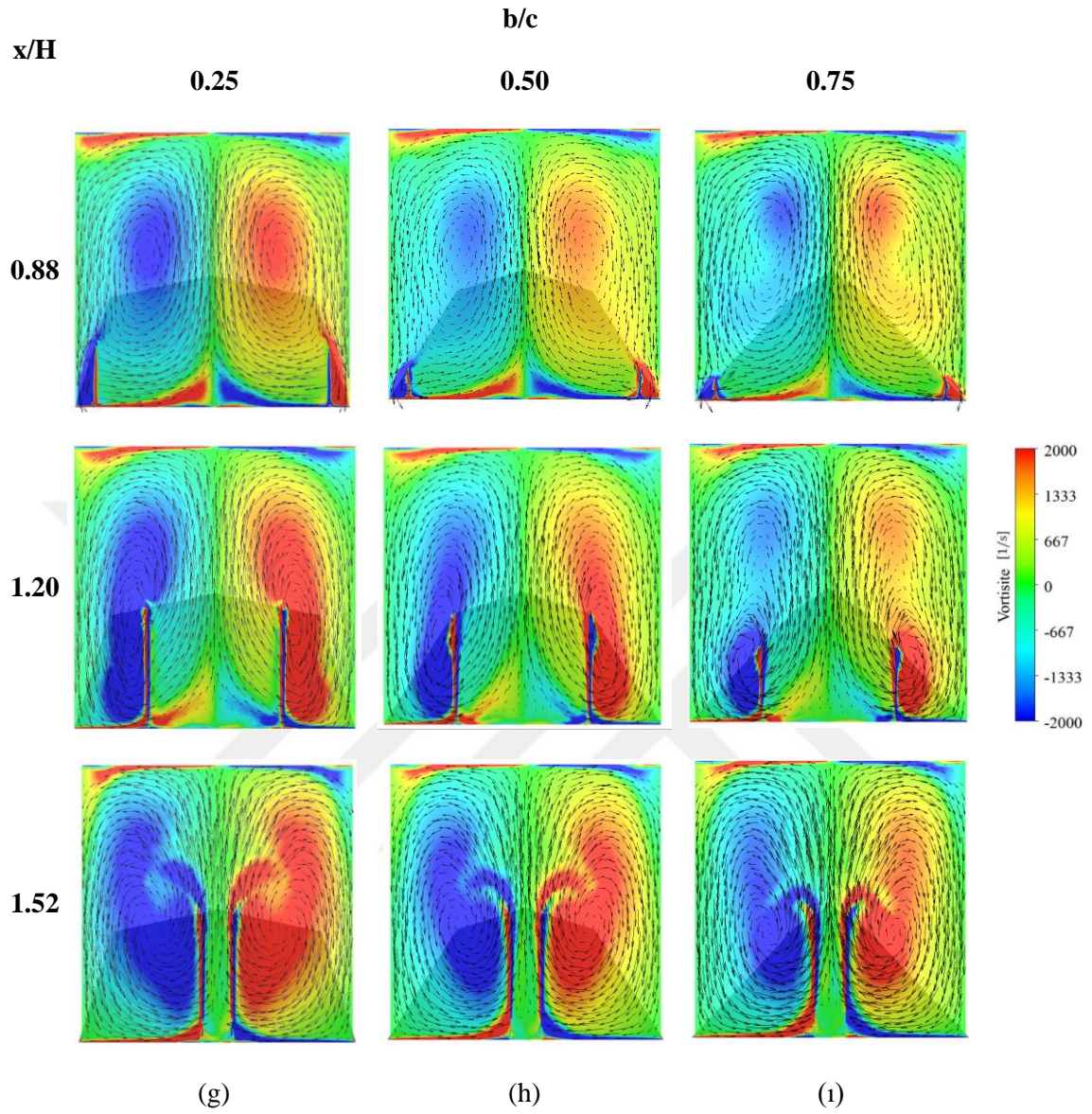


Şekil 6.1.1.4. PR=1.5 ve e/h=0.83'te Re=13562 için $x/H = 0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki sıcaklık dağılımları

Şekil 6.1.1.4 (d), (e), (f)'de ise sırasıyla $x/H=0.88$, 1.2 ve 1.52'deki akışa dik düzlemler üzerinde elde edilen akışkan sıcaklık dağılımlarıyla birlikte akım çizgileri görülmektedir.

Şekil-6.1.1.4 (d), (e), (f)'ye bakıldığında x/H oranı arttıkça sıcak akışkan ile soğuk akışkanın giderek daha iyi karıştığı görülmektedir. Üretilen vorteksler sürekli sınır tabakayı etkilemekte sıcak ve soğuk akışkanın çok iyi karışmasını sağlayarak ısı transferinin artmasına neden olmaktadır.



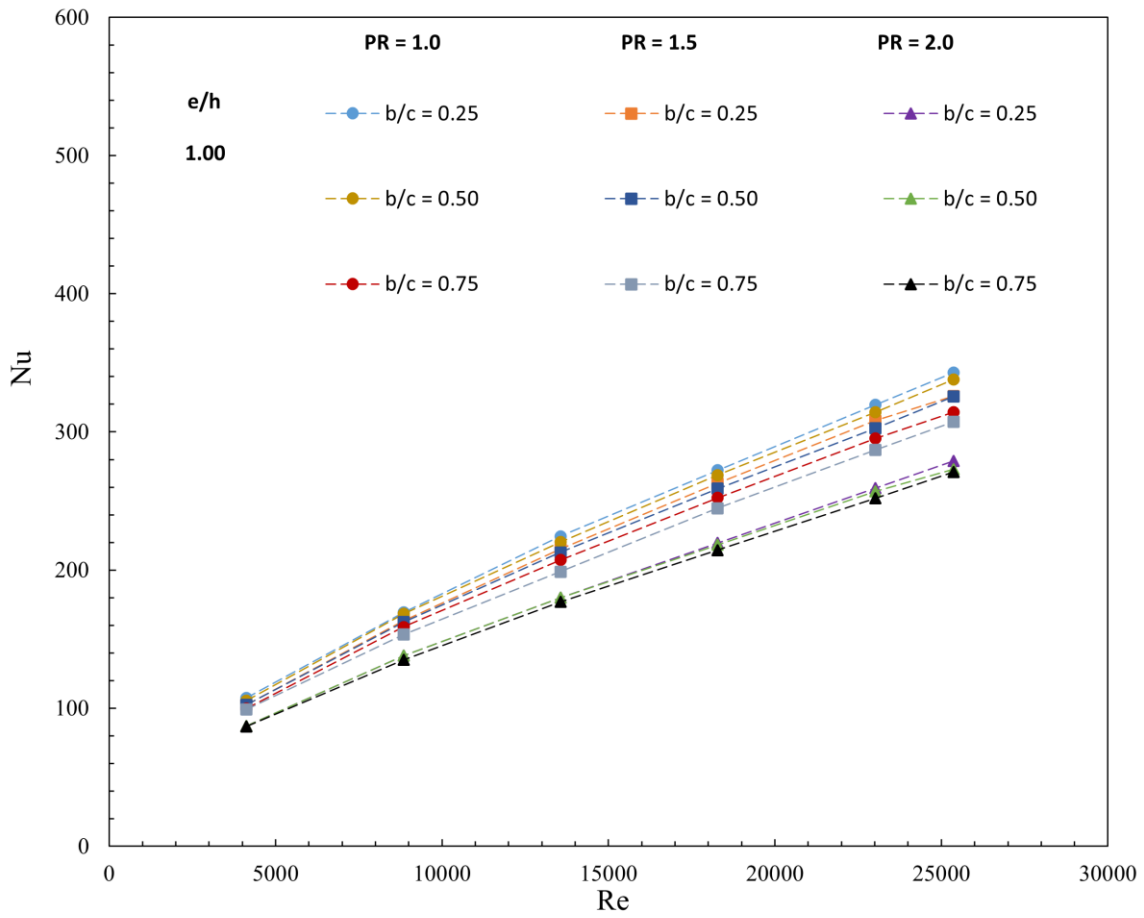


Şekil 6.1.1.5. PR=1.5 ve $e/h=0.83$ 'te $Re=13562$ için $x/H=0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız ve x-vortisite dağılımları

Şekil 6.1.1.5 $e/h=0.83$ için $PR=1.5$ 'te $Re=13562$ için $e/h=0.83$ 'te $x/H=0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız dağılımları ile vortisiteler görülmektedir.

Şekil 6.1.1.5'e bakıldığı zaman bütün b/c durumları için x/H arttıkça vortekslerin güçlendiği görülmektedir. Ancak b/c oranının artması ile vortekslerin giderek zayıfladığı görülmektedir.

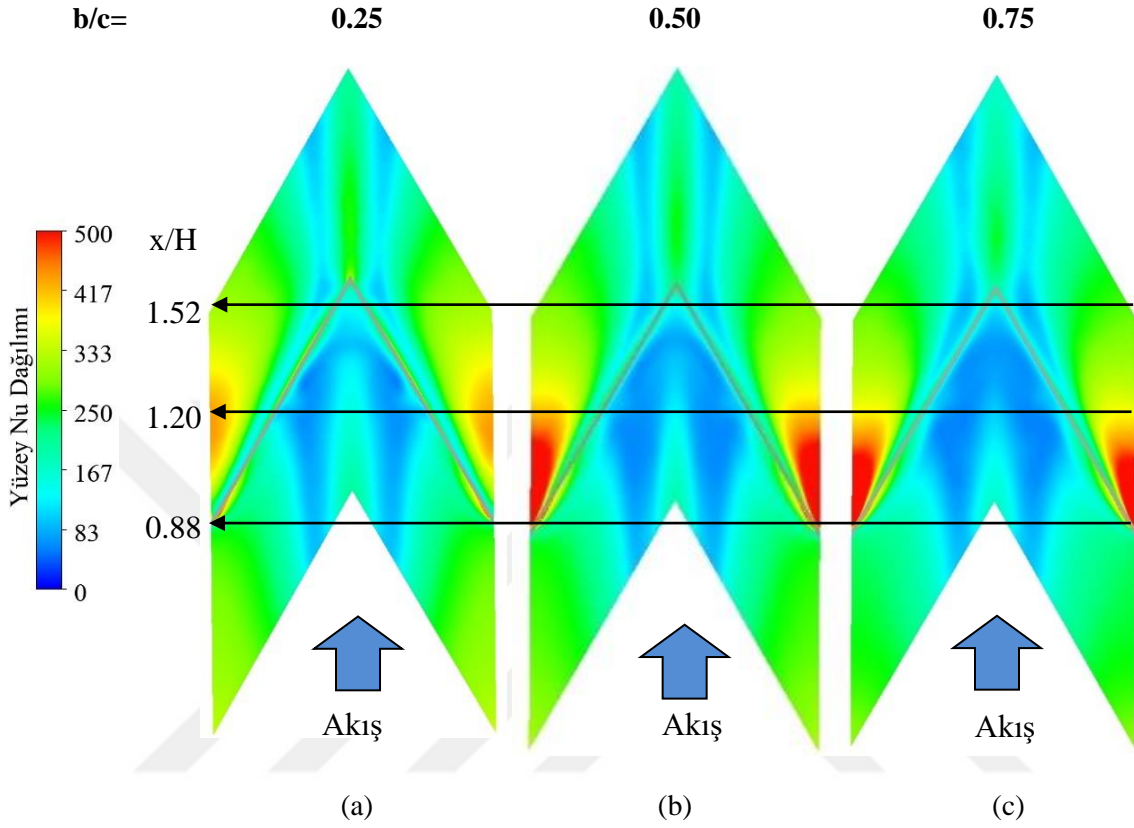
6.1.2. $e/h=1.00$ için, b/c 'nin Isı Transferine Etkisi



Şekil 6.1.2.1. $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi

Şekil 6.1.2.1'de $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça bütün b/c durumları için arttığı görülmektedir. Grafiğe bakıldığında, bütün b/c durumları için tüm Reynolds sayılarında en yüksek Nusselt sayıları $PR=1.0$ için, daha sonra $PR=1.5$ ve en düşük de $PR=2.0$ için elde

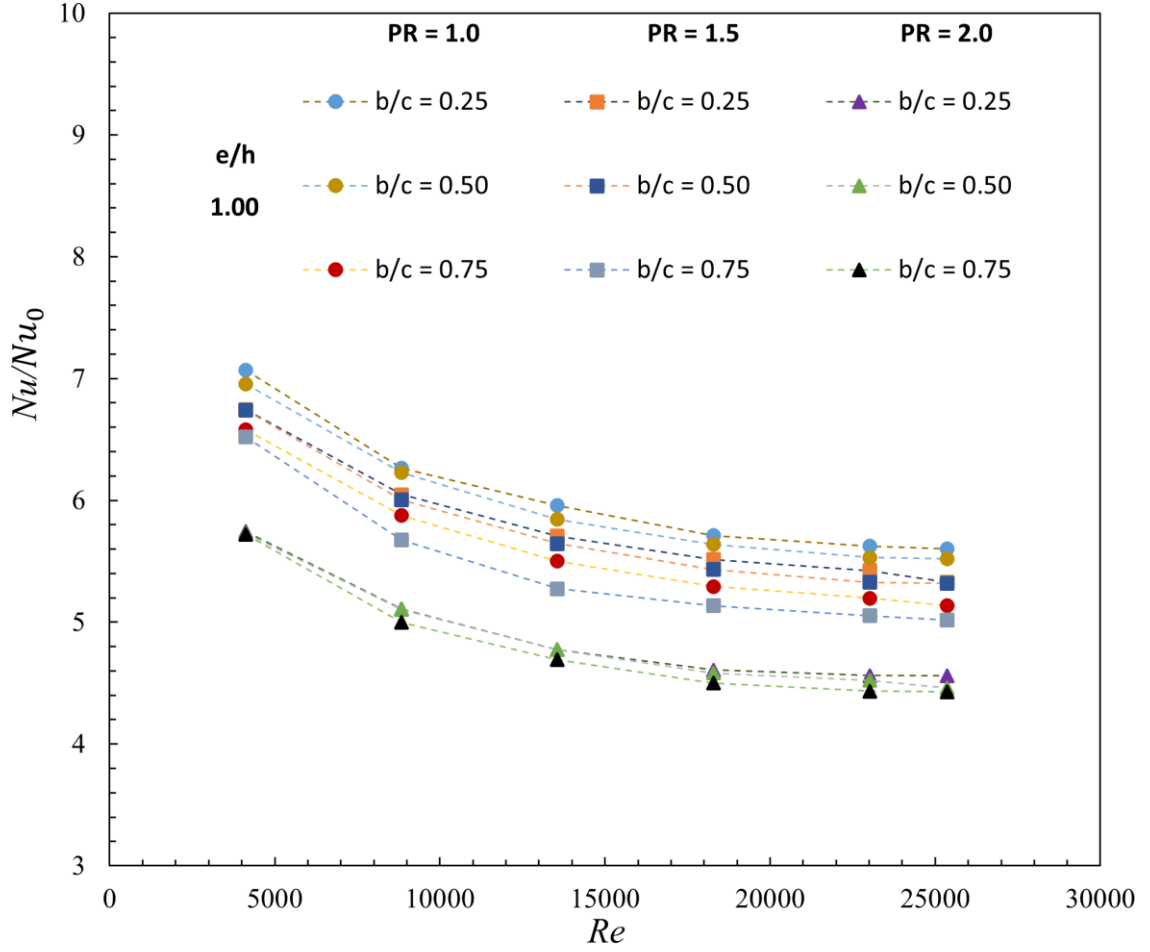
edilmiştir Boş kanal için bulunan Nusselt sayısı 61.21 iken $e/h=1.00$ $b/c=0.25$, $PR=1$ için Nu sayısı artış oranı %460, $PR=1.5$ için ise %432.63 iken $PR=2$ de ise %355.84 olmuştur.



Şekil 6.1.2.2. $PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de $e/h=1.00$ ve farklı b/c oranlarının ısı transfer yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının dağılımları

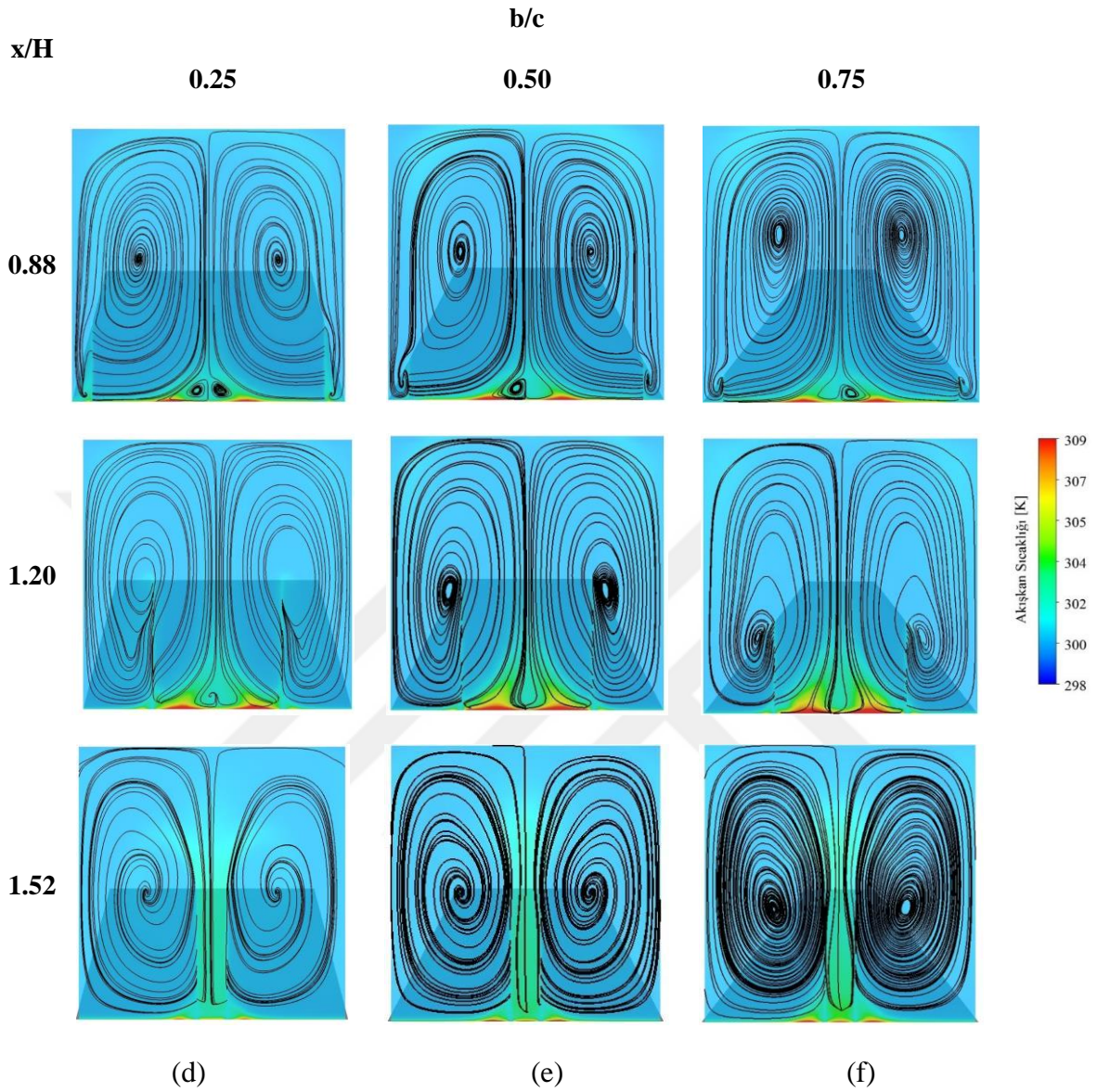
Şekil 6.1.2.2'de $PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de $e/h=1.00$ ve farklı b/c oranlarının ısıtılmış yüzey Nusselt dağılımları görülmektedir.

Şekil 6.1.2.2 (a), (b), (c)'de görüldüğü üzere yerel Nusselt değerlerinde x/H arttıkça nispeten bir artış göstermekte ancak VG'yi terk ederken 1.52 civarında nispeten azalma vardır. Boş kanalla karşılaştırıldığında benzer bir eğilimle ısı transferinde önemli miktarda artış sağladığı görülmektedir. Reynolds Sayısının artışı ile daha güçlü vorteksler elde edilmesi ve akışın türbülansın artması sonucunda ısı transferi hızının arttığı görülmüştür. Bu artış eğilimi üssel bir davranış göstermektedir.



Şekil 6.1.2.3. $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranının Reynolds Sayısıyla değişimi

Şekil-6.1.2.3'te gösterilen grafikte $e/h = 1.00$ için farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre Nusselt Sayısındaki artış oranı Nu/Nu_0 'ın Reynolds Sayısıyla değişimleri verilmiştir. Nu/Nu_0 'ın bütün b/c durumları için Reynolds Sayısının artmasıyla ters orantılı olarak azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi, artan Reynolds Sayısı ile paydada bulunan boş kanaldaki Nusselt Sayısının artış oranı VG'li kanaldaki Nusselt Sayısının artış oranından daha fazla olmasındandır.

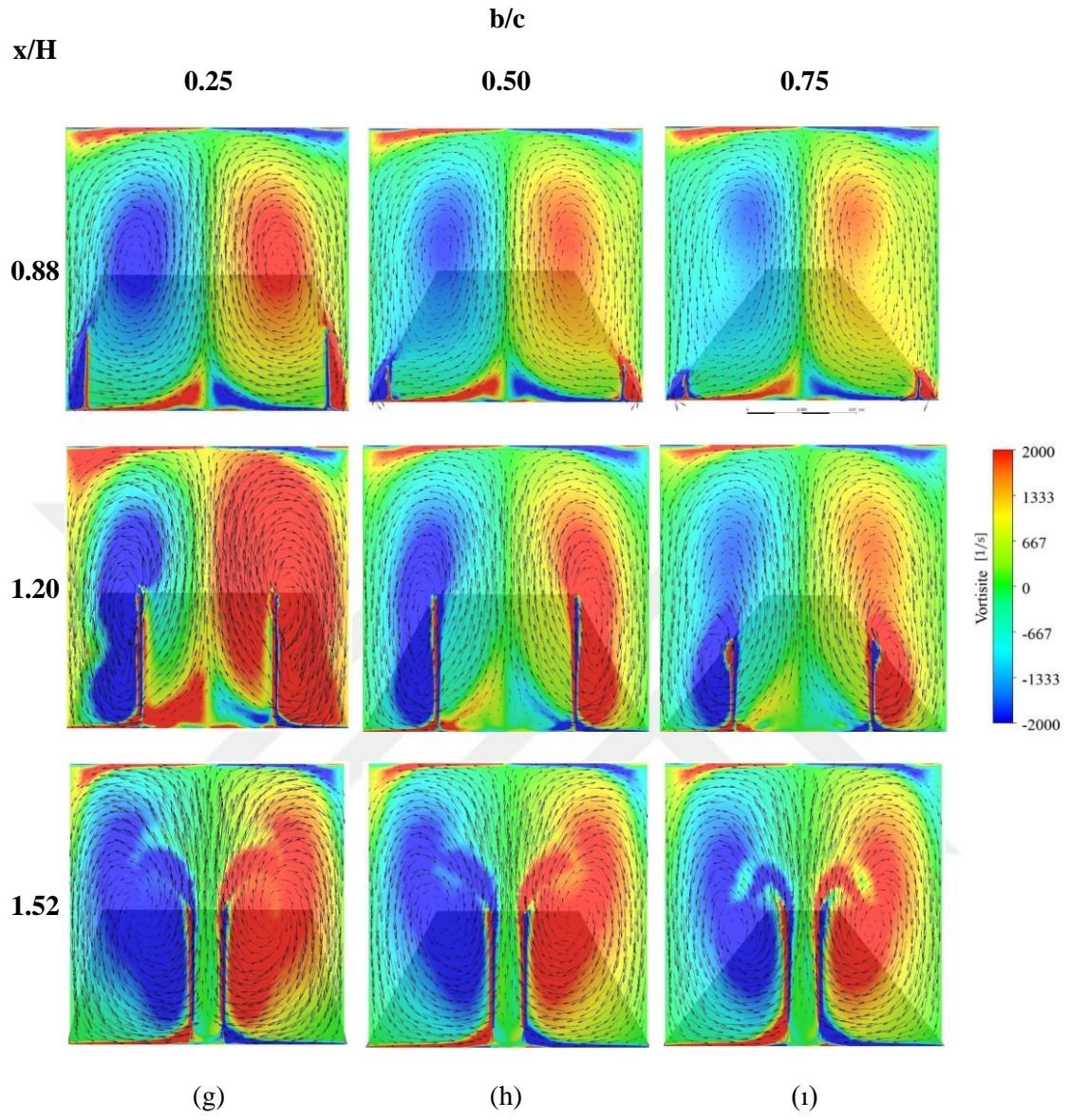


Şekil 6.1.2.4. $e/h= 1.00$, $PR=1.5$, $Re=13562$ 'de $x/H = 0.88$, 1.20 ve 1.52 için olan en kesitlerdeki sıcaklık dağılımları

Şekil 6.1.2.4 (d), (e), (f) bakıldığında x/H oranı arttıkça sıcak akışkan ile soğuk akışkanın giderek daha iyi karıştığı görülmektedir. x/H oranı arttıkça üretilen vortekslerin sürekli ısı sınır tabakayı etkilemesi sonucunda sıcak ve soğuk akışkanın çok iyi karışmasını sağlayarak ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Şekil 6.1.2.4'e bakıldığında b/c oranının artması ile üretilen vortekslerin gücünün azalması sonucu ısı sınır tabakayı

etkilemeleri azalmış bu durumda ısı sınır tabakayı etkilemeleri b/c oranı arttıkça azalması ile sıcak ve soğuk akışkanın birbirine karışması kötüleştirmiştir. $b/c=0.50$ için yüksek yerel Nusselt sayıları görülmekle birlikte zayıf dolanımlı akış bölgesinin daha fazla artması yüzeydeki ortalama Nusselt sayısını düşürdüğü anlaşılmaktadır.





Şekil 6.1.2.5. PR=1.5, $e/h=1.00$ ve $Re=13562$ 'de $x/H = 0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız ve x-vortisite dağılımları

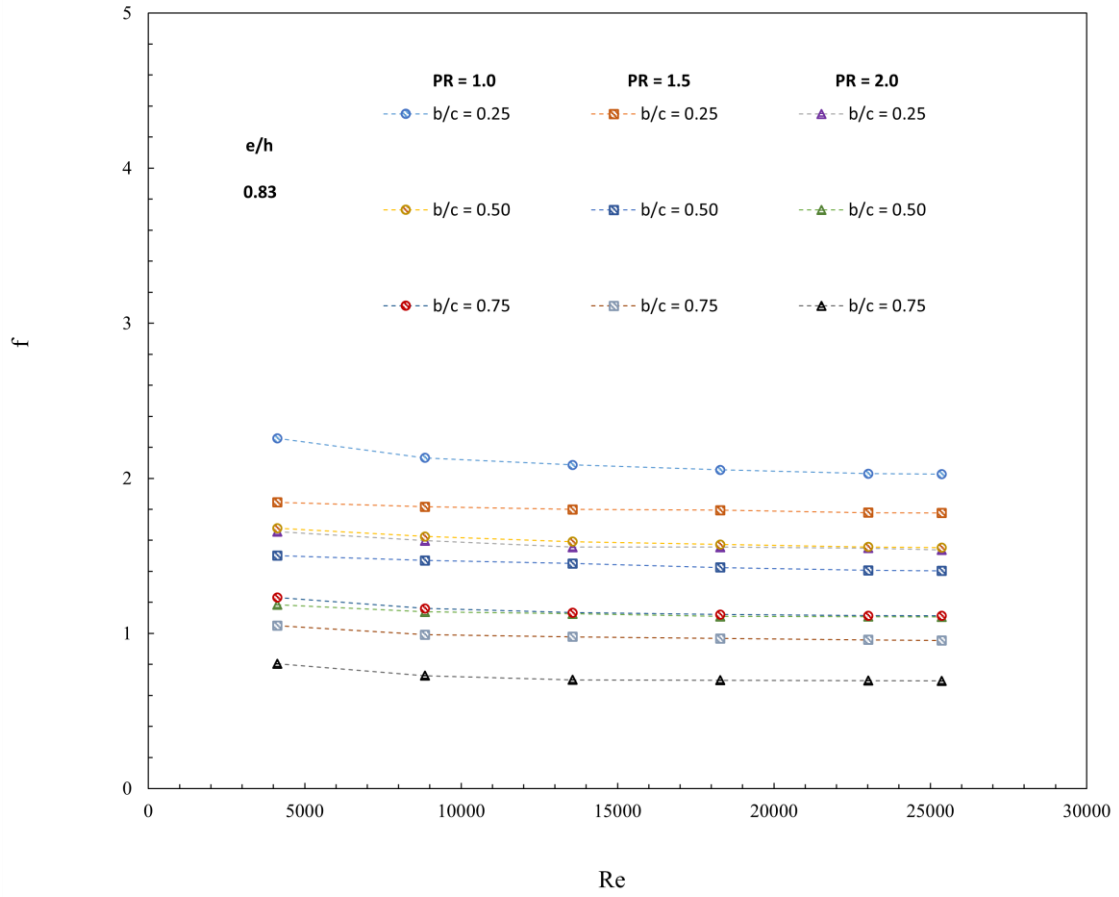
Şekil 6.1.2.5 PR=1.5, e/h=1.00 ve Re=13562'de $x/H = 0.88, 1.20$ ve 1.52 için olan en kesitlerdeki hız dağılımları ile vortisiteler görülmektedir.

Şekil 6.1.2.5'te e/h=1.00 ve b/c=0.25, 0.50 ve 0.75 için bakıldığında b/c oranı arttıkça vortekslerin zayıfladığı görülmektedir. Vortekslerin zayıflaması ile ısıl sınır tabakayı daha az etkiler ısı transferinin azalmasına neden olur.

6.2. Periyot Mesafesinin Sürtünme Faktörüne Etkisi

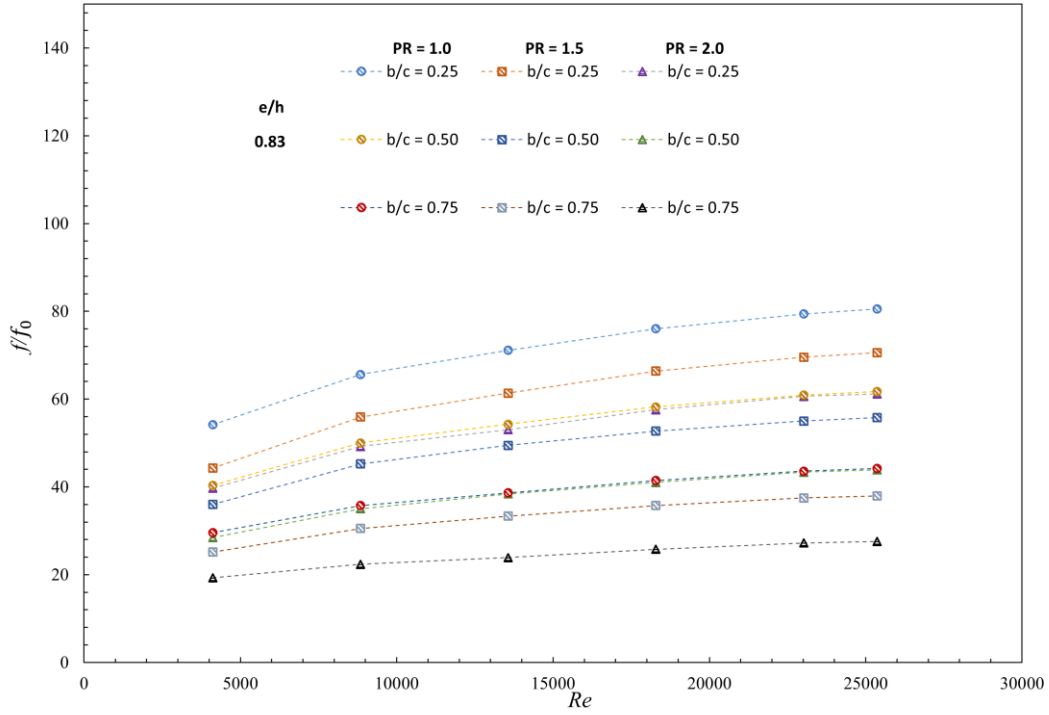
VG'nin farklı e/h ve periyot oranı PR değerlerinde sürtünme faktörünün Reynolds Sayısıyla değişimi grafikleri Şekil-6.2.1.1 ve Şekil-6.2.2.1'de verilmiştir. VG'nin tüm e/h değerlerinde sürtünme faktörü artan Reynolds Sayısıyla beklenildiği üzere, aynı boş kanaldaki fiziksel davranışa benzer olarak, üssel bir davranışla düşüş göstermiştir. Şekilde verilen eğriler incelendiğinde belirli bir Reynolds Sayısı ve e/h değeri için en yüksek sürtünme faktörü en küçük periyot oranı PR=1.0'da daha sonra PR=1.5 ve en düşük de PR=2.0 için gerçekleşmiştir. Boş kanala göre VG'li kanalda sürtünme faktöründe önemli bir artış olduğu görülmektedir. Kanal akışı içerisinde VG yerleştirilmesi ve/veya VG'ler arası mesafenin azaltılması, akışkanın temas ettiği katı yüzey alanının artması, oluşan daha şiddetli vorteksler ve buna bağlı olarak yerel akışkan hızının artması ve hız artışı ile olan dinamik basıncın VG'ler tarafından akış ortamında dağıtılarak harcanması demektir. Bu durum, akışkanın türbülansa daha fazla sürtünmesine neden olan bir enerji kaybına işaret eder. Bunun sonucu olarak, akış içerisinde VG elemanlar yerleştirilmesi ve/veya azalan PR oranı sürtünme faktöründe artışa neden olur.

6.2.1. $e/h=0.83$ için, b/c 'nin Sürtünme Faktörüne Etkisi



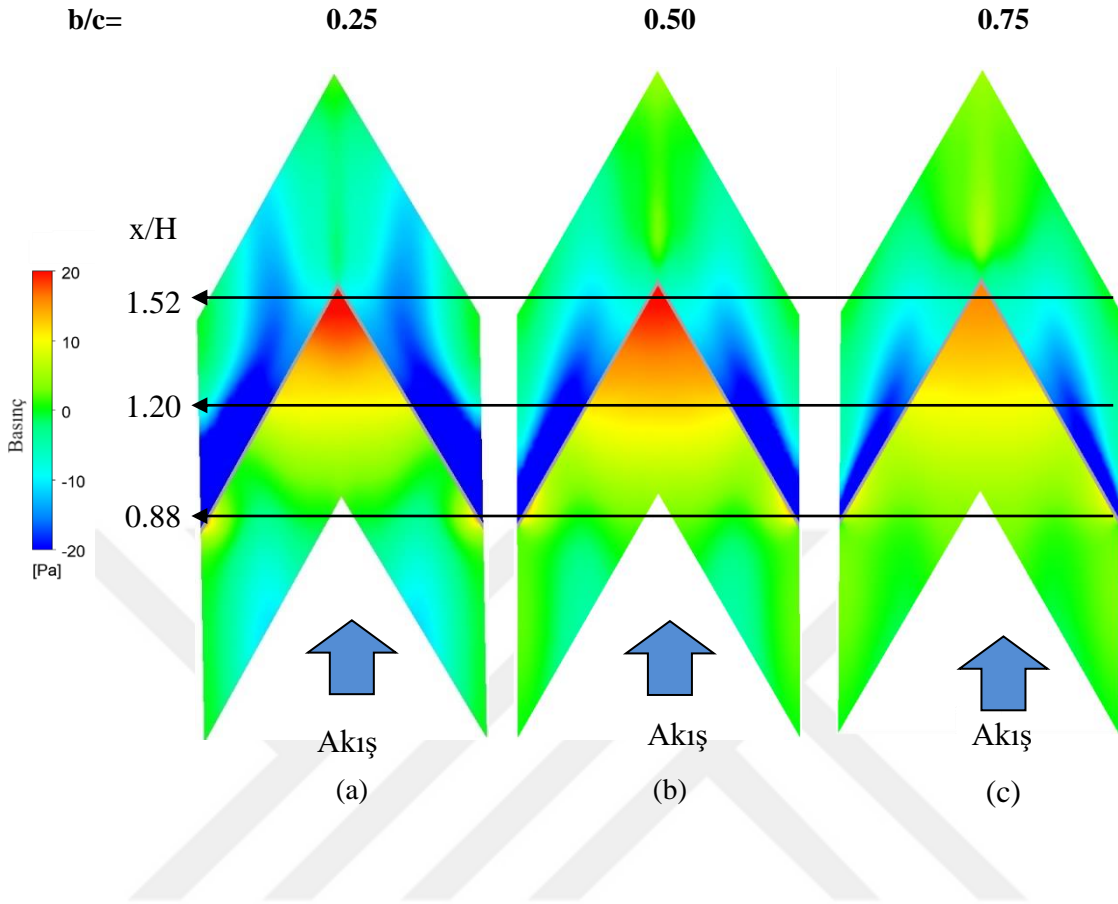
Şekil 6.2.1.1. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde sürtünme faktörünün Reynolds Sayısıyla değişimi

Şekil 6.2.1.1'de $e/h = 0.83$, $b/c = 0.25$, 0.50 ve 0.75 olduğu bütün durumlarında Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi görülmektedir. Burada b/c bütün durumlar için Reynolds sayısının arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.



Şekil 6.2.1.2. $e/h=0.83$ 'te farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre sürtünme faktörü oranının Reynolds Sayısıyla değişimi

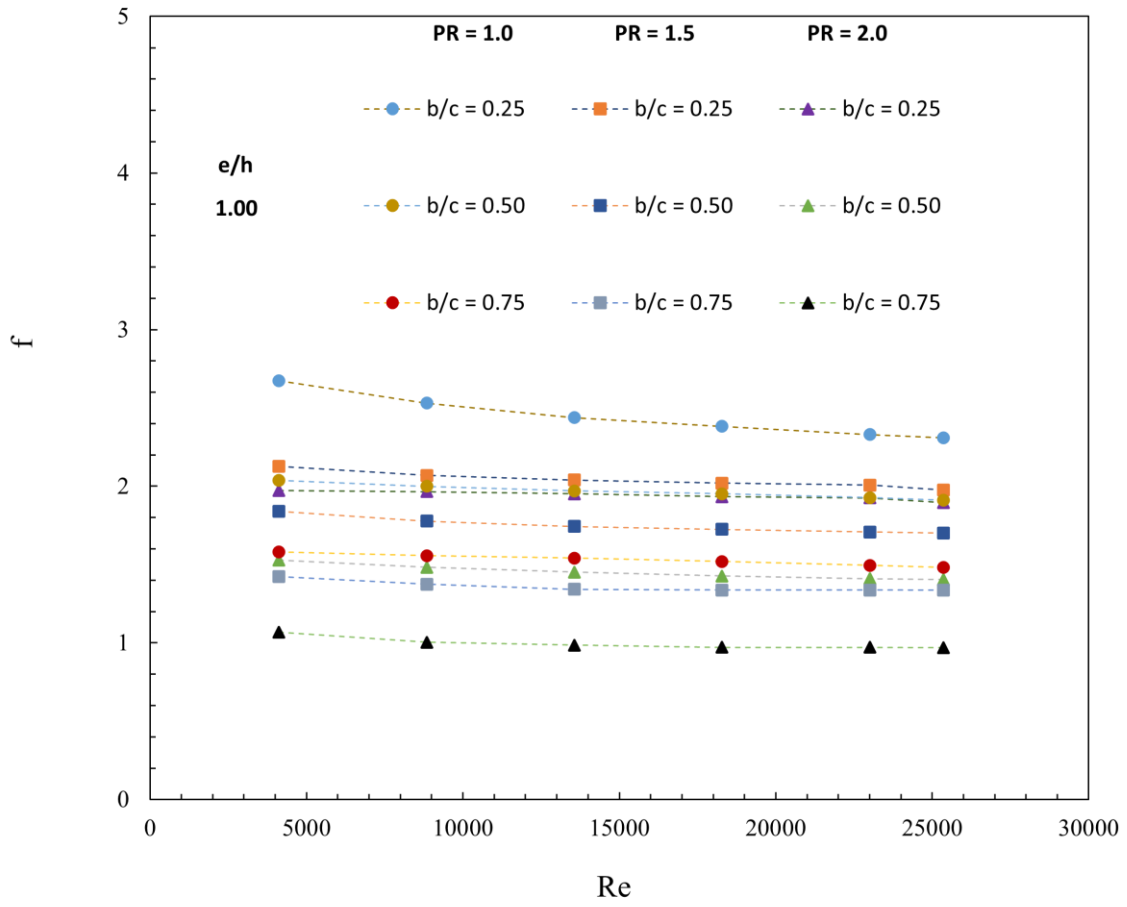
Şekil 6.2.1.2'de $e/h=0.83$ ve $b/c = 0.25, 0.50$ ve 0.75 olduğu bütün durumlar için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi görülmektedir. Burada bütün b/c oranları için Reynolds sayısının arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. f/f_0 'ın Reynolds sayısı arttıkça az da olsa arttığı görülmektedir.



Şekil 6.2.1.3. $e/h=0.83$, $PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de farklı b/c oranları için ısı transfer yüzeyindeki basınç dağılımları

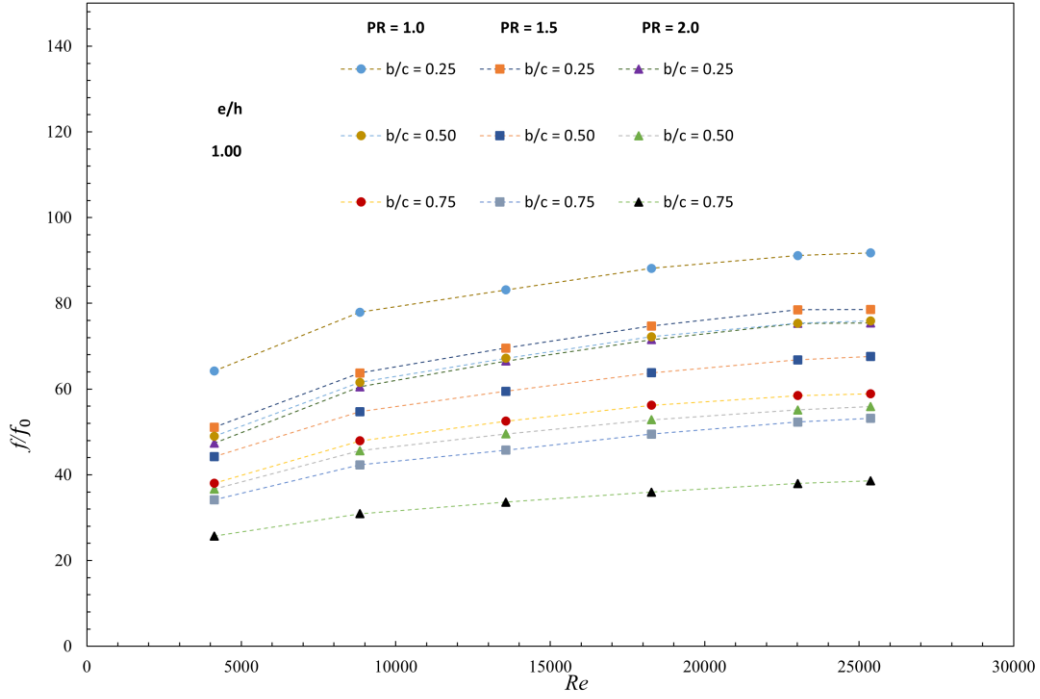
Şekil 6.2.1.3 incelendiğinde b/c oranı arttıkça VG'nin gerisindeki yüksek basınç ve arkasındaki düşük basınç bölgesinin daraldığı görülmektedir. Yani, basınç düşüşü b/c oranı arttıkça azalmaktadır. Bu da sürtünme faktörünün azalması demektir. Bu durum Şekil 6.2.1.1'de verilen sürtünme faktörünün b/c oranı 0.88, 1.20, 1.52 olarak arttıkça neden azaldığını açıklamaktadır.

6.2.2. $e/h=1.00$ için, b/c 'nin Sürtünme Faktörüne Etkisi



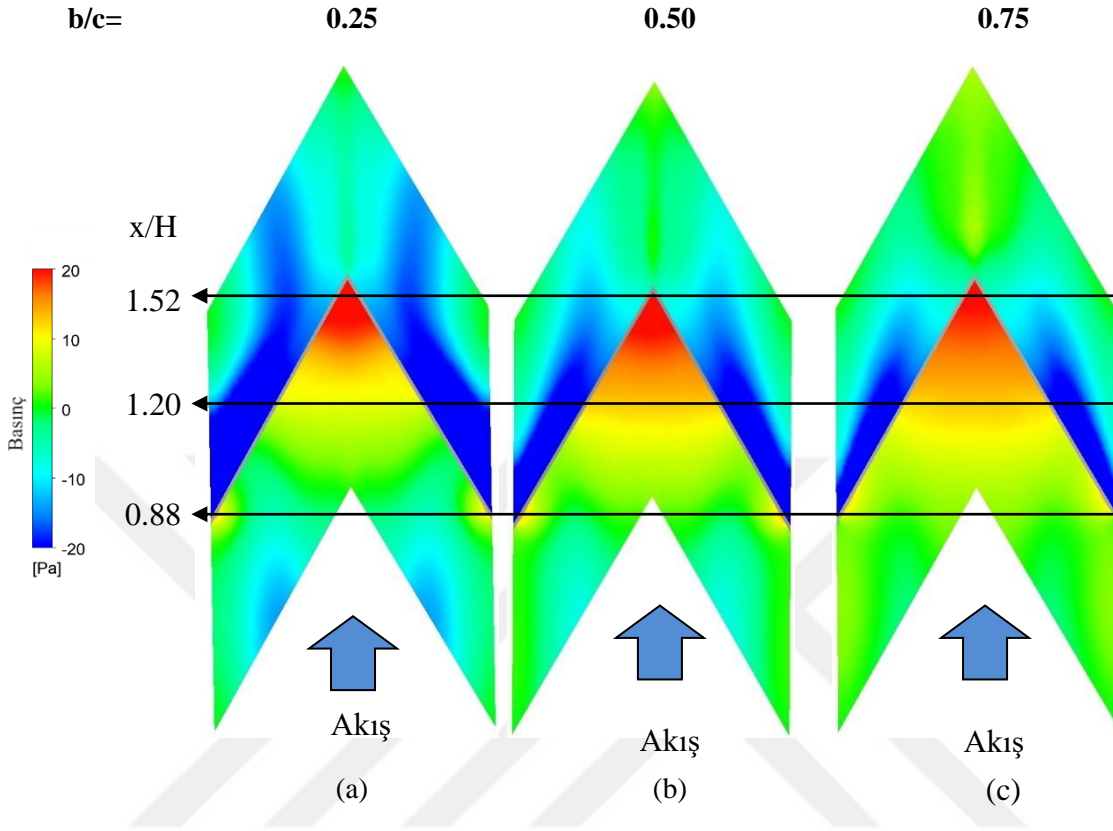
Şekil 6.2.2.1. $e/h=1.00$ 'da farklı PR ve b/c değerlerinde sürtünme faktörünün Reynolds Sayısıyla değişimi

Şekil 6.2.2.1'de $e/h = 1.00$, $b/c = 0.25$, 0.50 ve 0.75 olduğu bütün durumlarda Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi görülmektedir. Burada b/c bütün durumlar için Reynolds sayısının arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.



Şekil 6.2.2.2. $e/h=1.00$ 'de farklı PR ve b/c değerlerinde boş kanala göre sürtünme faktörü oranının Reynolds Sayısıyla değişimi

Şekil 6.2.2.2'de $e/h=1.00$ ve $b/c = 0.25, 0.50$ ve 0.75 olduğu bütün durumlar için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi görülmektedir. Burada bütün b/c oranları için Reynolds sayısı arttıkça boş kanala göre sürtünme faktörü oranının az da olsa arttığı görülmektedir.

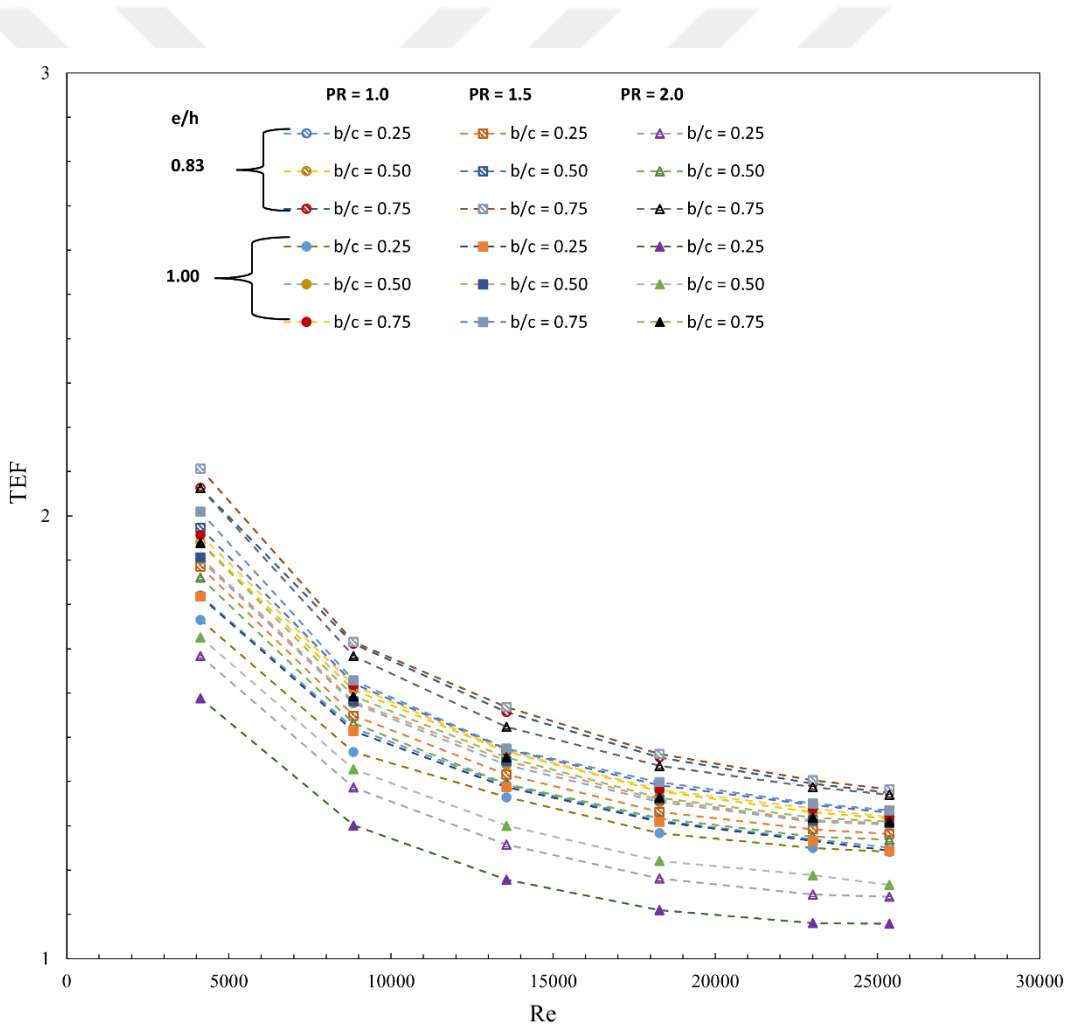


Şekil 6.2.2.3. $e/h=1.00$, $PR=1.5$ ve $Re=13562$ 'de farklı b/c oranları için ısı transfer yüzeyindeki basınç dağılımları

Şekil 6.2.2.3'e bakıldığı zaman, $e/h=0.83$ 'teki duruma benzer şekilde, basınç düşüşü b/c oranı arttıkça azalmaktadır. b/c oranının azalması basınç düşüşünü arttırmış yani sürtünme faktörünü arttırmıştır.

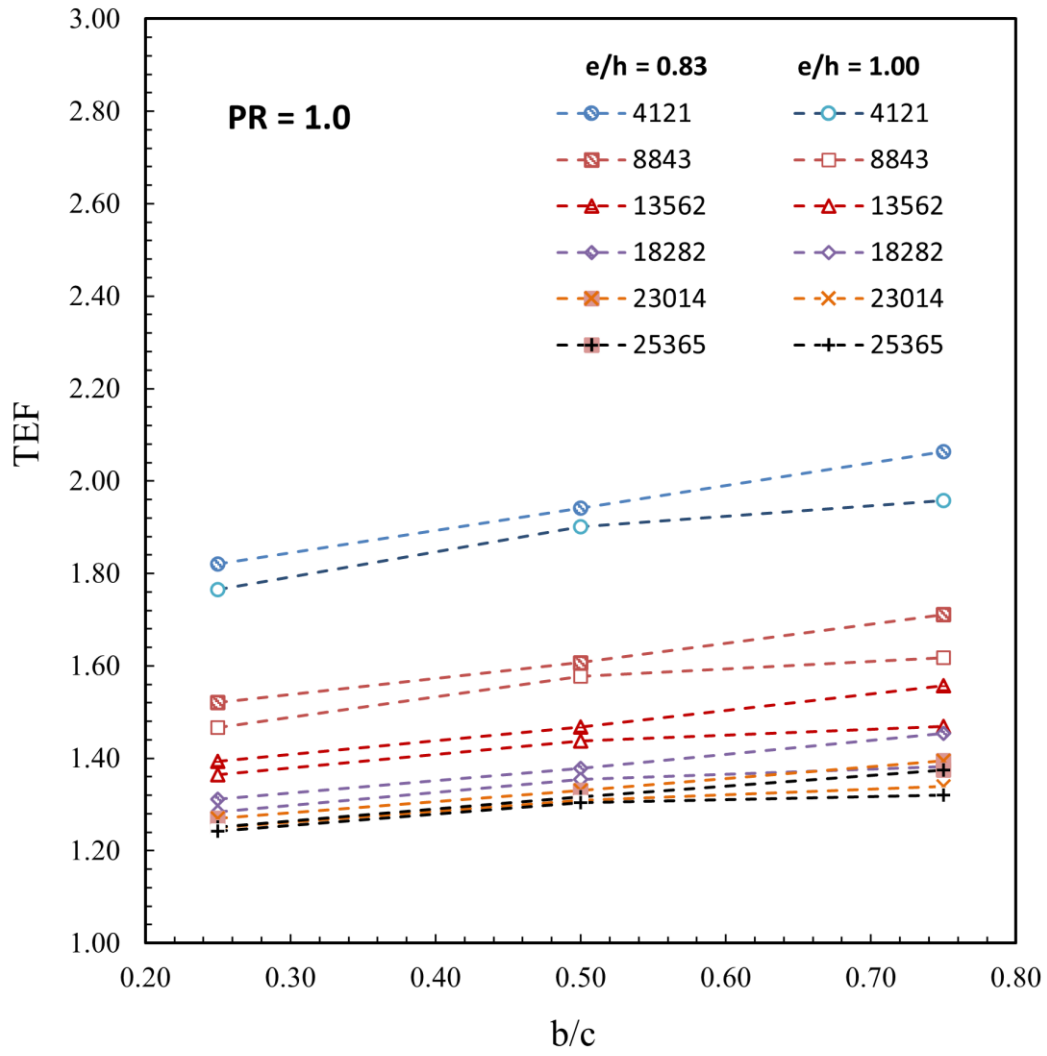
6.3. Isıl İyileşmenin Değerlendirmesi

Şekil-6.3'te, aynı pompalama gücü koşullarında ısıl iyileşmeyi ifade eden TEF'in farklı PR ve b/c durumları için farklı Reynolds Sayısı ile olan değişim eğrileri verilmiştir. Şekil 6.3'te verilen eğrilerden görüleceği üzere TEF artan Reynolds Sayısı ile azalmaktadır. Öte yandan, bütün PR, b/c ve Reynolds Sayısı değerlerinde TEF'in 1'in üzerinde olduğu görülmekte ve bu da çalışmada incelenen VG'lerin ısı transferini iyileştirme bakımından boş kanala göre avantajlı olduğunu göstermektedir. En düşük TEF değeri $e/h=1.00$, $b/c=0.25$, $PR=2$ ve Reynolds 25365'te 1.079 olarak çıkarken en yüksek TEF değeri ise $e/h=0.83$, $b/c=0.75$ iken $PR=1.5$ 'te Reynolds 4121'de 2.106 olarak bulunmuştur.

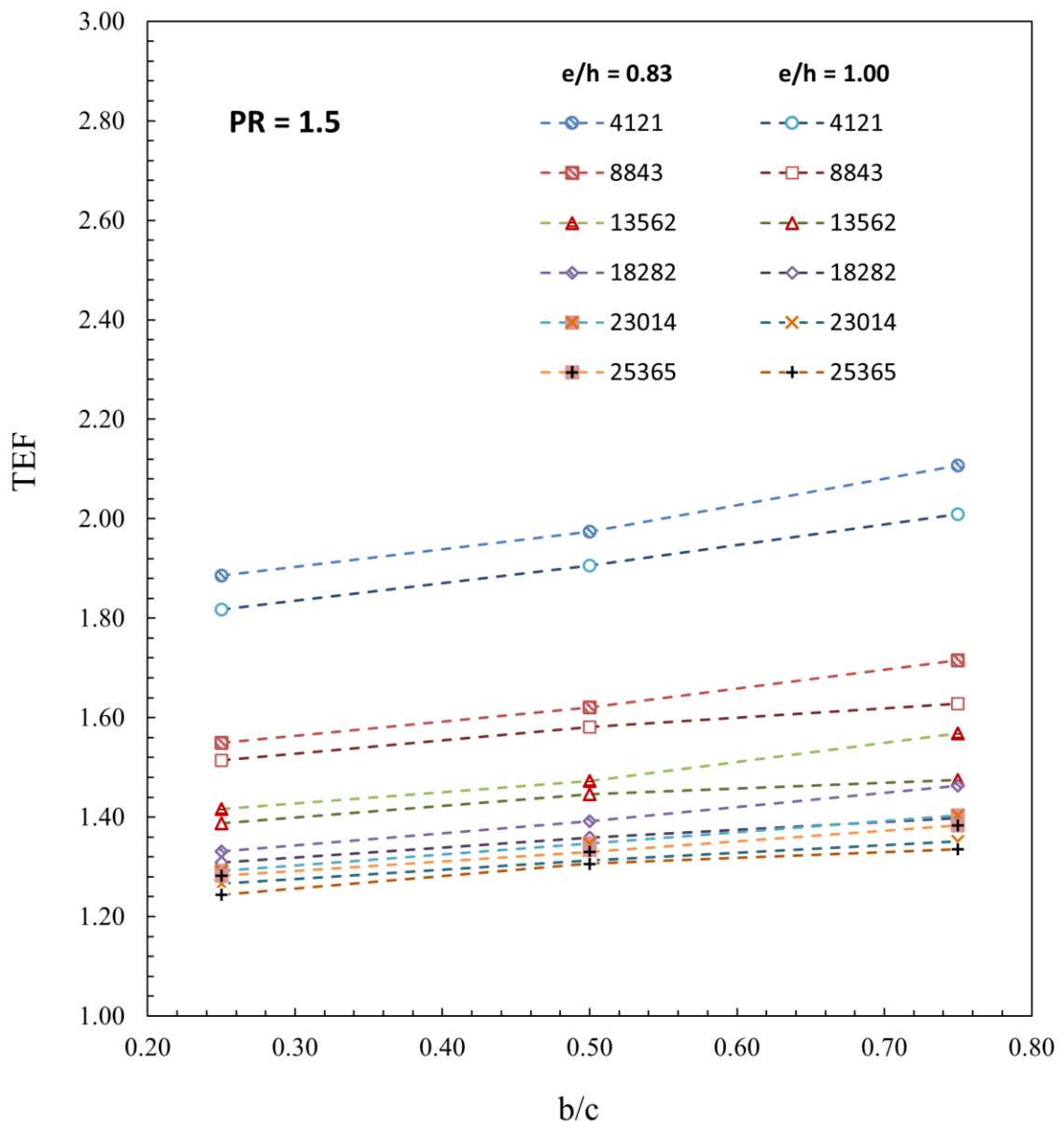


Şekil 6.3. Farklı PR ve b/c durumları için TEF'in Reynolds Sayısı ile olan değişimi

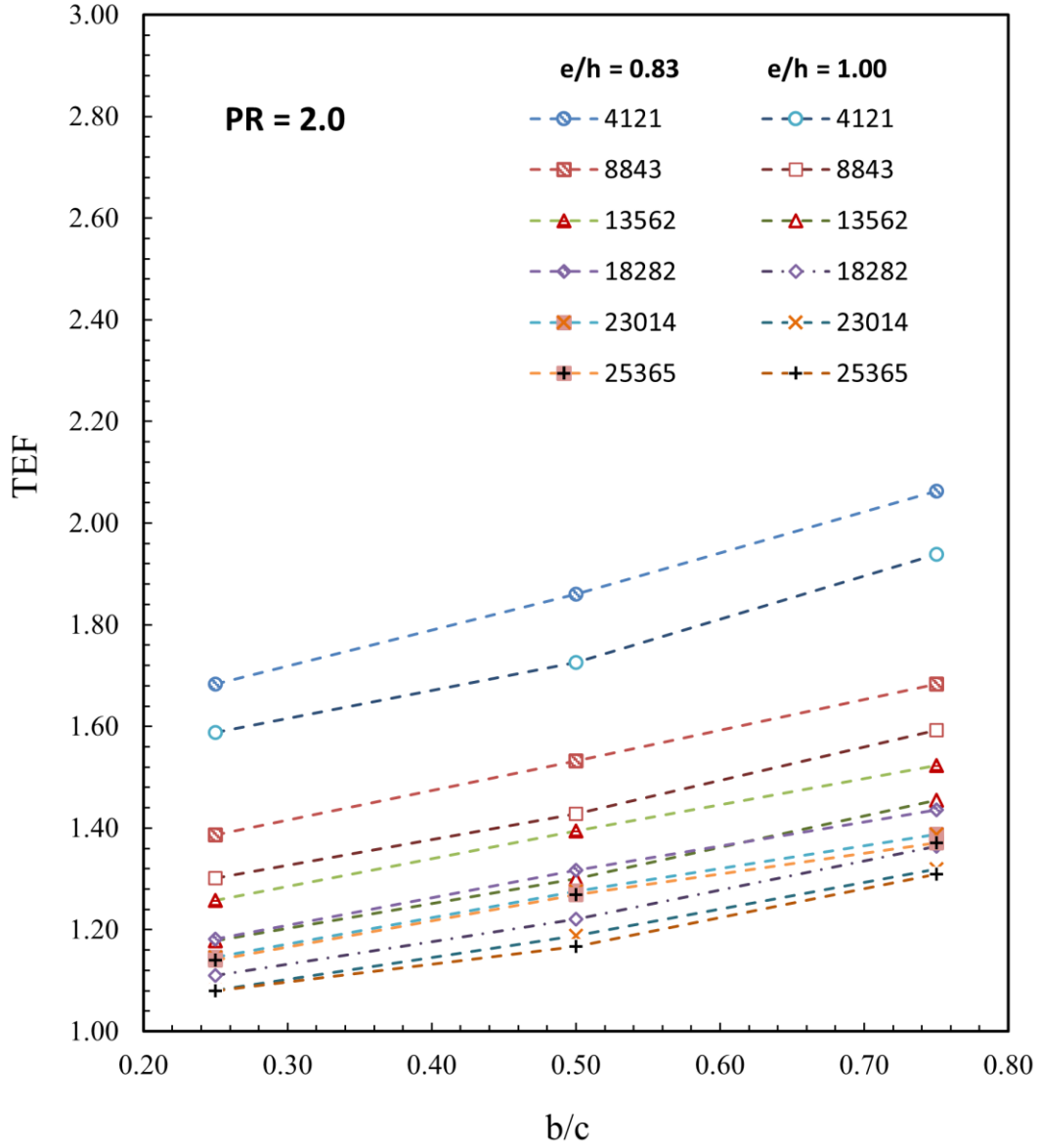
6.3.1. Periyot Mesafesinin Isıl İyileşme Faktörüne Etkisi



(a)



(b)

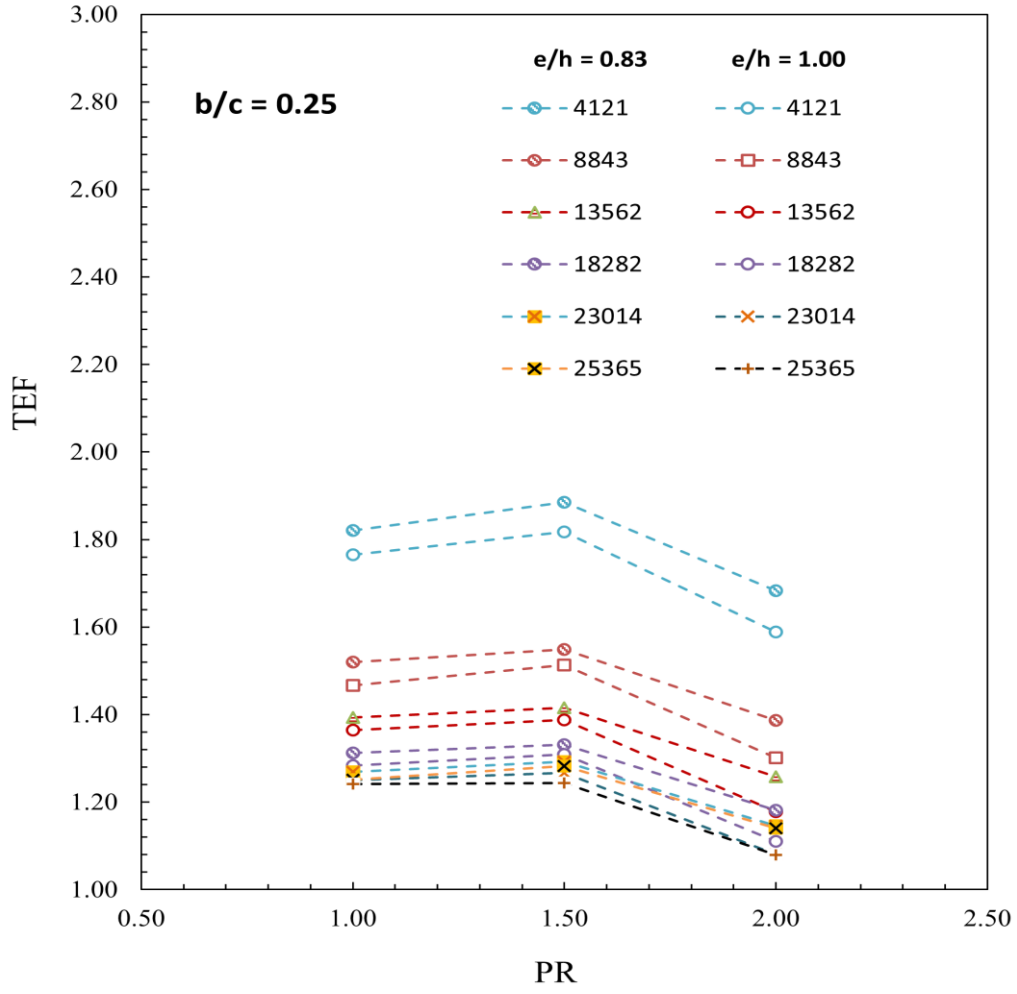


(c)

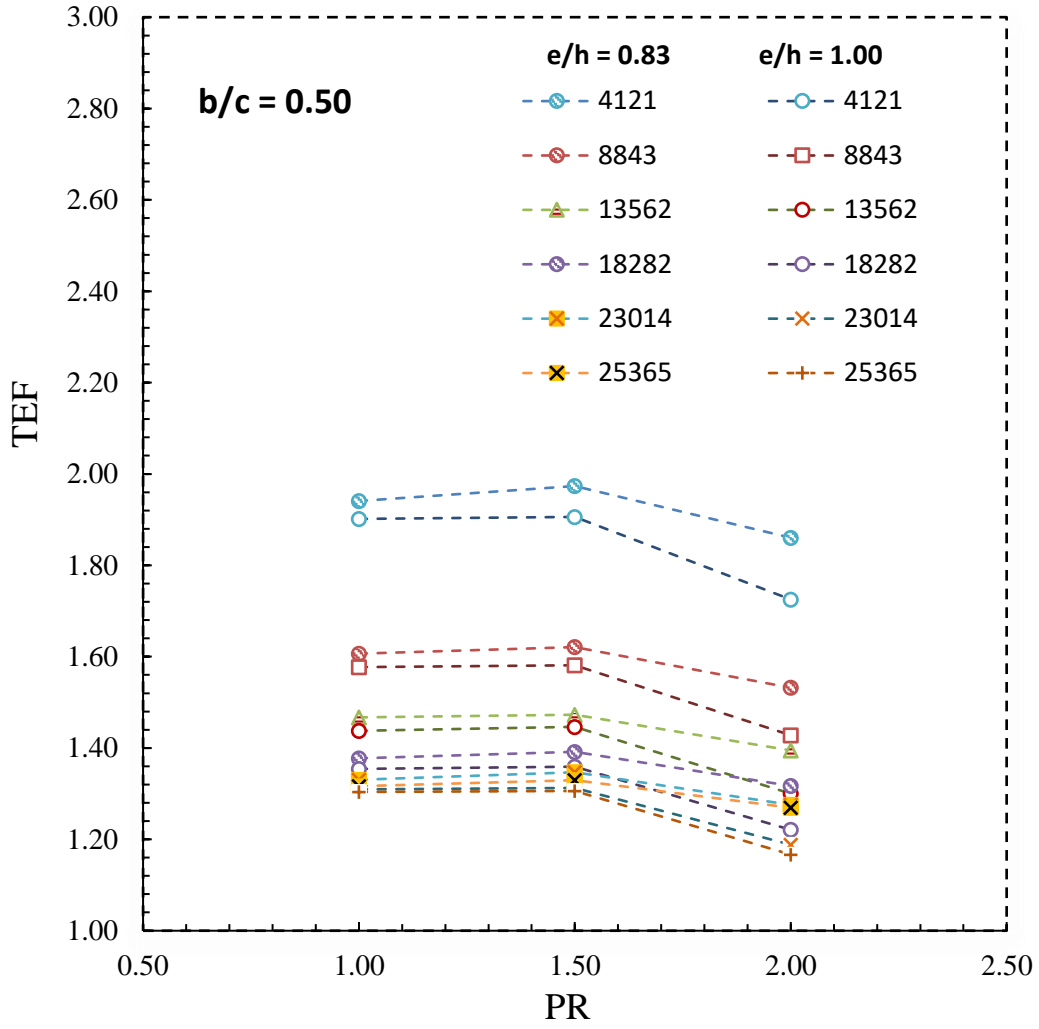
Şekil 6.3.1. Periyot mesafelerinin ısıtma faktörüne etkisi, (a) PR=1.0, (b) PR=1.5 ve (c) PR=2.0

Isıtma faktörü-TEF'in VG'nin $b/c = 0.25, 0.50, 0.75$ için periyodik mesafe oranı-PR'ye göre grafikleri, her b/h için ayrı ayrı olarak, sırasıyla Şekil 6.3.1(a), (b), (c)'de verilmiştir. En yüksek TEF değerinin $e/h=1.00$ için PR=1.5'te 2.106 çıktığı görülmektedir. Bütün b/c 'lerde en yüksek TEF değerinin öncelikle PR=1.5'te sonra 1.0 ve en düşük ise 2.0'da çıktığı gözlemlenmiştir.

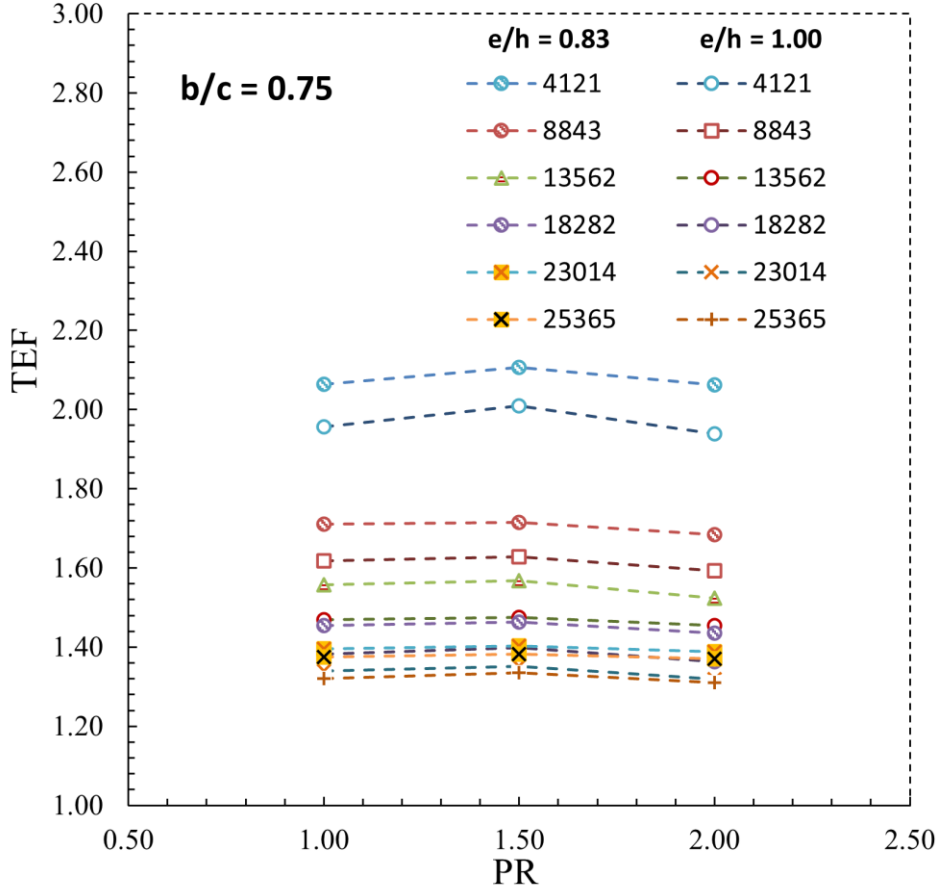
6.3.2. b/c Oranlarının Isıl İyileştirme Faktörüne etkisi



(a)



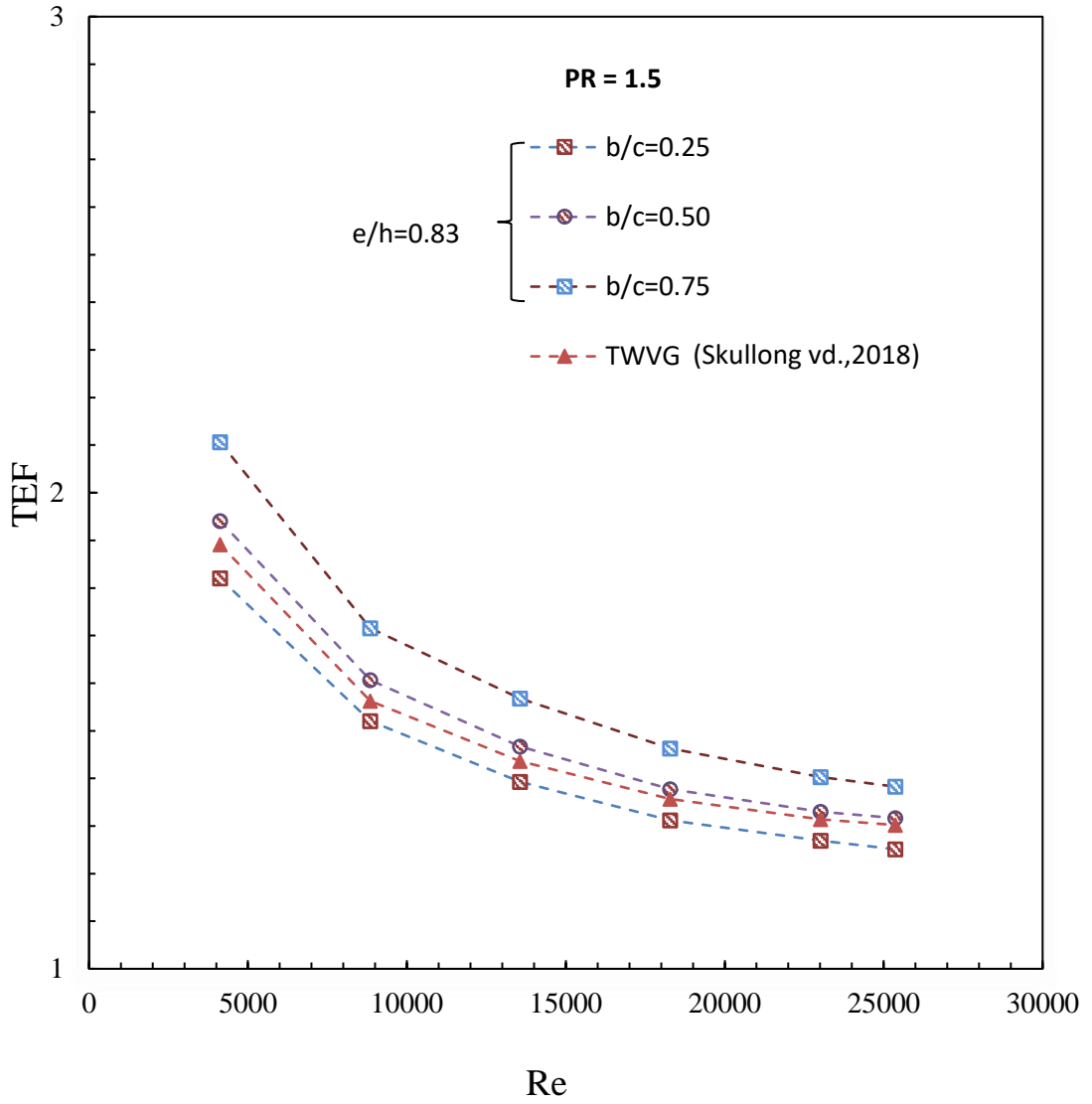
(b)



(c)

Şekil 6.3.2. b/c oranlarının ısı iyileştirme faktörüne etkisi (a) $b/c=0.25$, (b) $b/c=0.50$ ve (c) $b/c=0.75$

b/c oranlarının ısı iyileştirme faktörüne etkisi çalışması yapılan farklı PR yani 1.0, 1.5 ve 2.0'e göre değişim grafiği Şekil 6.3.2'de verilmektedir. Burada görüldüğü üzere çalışması yapılan Reynolds sayılarının her biri için bütün b/c durumları için pik durumu $PR=1.5$ için çıkmıştır. Onu $PR=1.0$ devam ederken en düşük ısı iyileştirme faktörü ise $PR=2.0$ 'de çıkmıştır.



Şekil 6.3.3. PR=1.5 ve b/c=0.25, 0.50 ve 0.75 için TEF'in bu çalışmadaki VG ile Promvonge 2018(Skullong vd., 2018) çalışmasındaki TWVG'nin Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 6.3.3.'de PR=1.5 için e/h=0.83'teki b/c=0.25, 0.50 ve 0.75 için TEF'in bu çalışmadaki VG ile doğrulaması yapılan Promvonge ve vd. yaptıkları TWVG'nin çalışması görülmektedir. Grafik incelendiğinde Promvonge ve vd. yaptıkları TWVG'nin TEF değerleri bu çalışmadaki b/c=0.25'e göre daha yüksek çıktığı lakin b/c=0.50ve 0.75'e göre daha düşük çıktığı görülmektedir.

7.SONUÇ VE ÖNERİLER

Dikdörtgen kanal içerisine modifiye edilmiş trapezoidal vorteks üreticiler $e/h = 1.00$ ve 0.83 olacak şekilde b/c için 0.25 , 0.50 , 0.75 alınmış ve Reynolds aralığı 4121 ve 25365 arasında ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi Ansys Fluent kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Adım oranları $PR=1.0$, 1.5 ve 2.0 ve Blokaj oranı $BR=0.48$ 'de sabit seçilmiştir.

1. Tüm geometrik parametreler için Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmış, sürtünme faktörünün ise azaldığı görülmüştür.
2. $e/h=0.83$ 'te en yüksek Nusselt sayısı değeri $b/c=0.25$, $PR=1.0$, $Re=25365$ 'te 330.75 olarak bulunmuştur. Bu da boş kanala göre Nusselt sayısındaki artış oranının %440 olması demektir.
3. Geometrik parametreler olarak en yüksek Nusselt sayısı $e/h = 1.00$ 'da $b/c = 0.25$ için $PR=1.0$ 'da 342.79 çıkmıştır. Yani boş kanala göre Nusselt sayısındaki artış oranının %460 olması demektir.
4. Tüm e/h ve b/c oranları için Reynolds sayısının artması ile Nu/Nu_0 oranının azaldığı f/f_0 oranının ise arttığı görülmüştür.
5. Geometrik parametreler olarak en yüksek sürtünme faktörü (f) $e/h=1.00$ için $b/c=0.25$ ve $PR=1.0$ 'da 2.6741 olarak elde edilmiştir.
6. $e/h=0.83$ 'te en yüksek sürtünme faktörü (f) $b/c=0.25$, $PR=1.0$, $Re=4121$ 'de 2.2575 olarak elde edilmiştir.
7. Bütün PR , e/h ve b/c oranları ve tüm Reynolds Sayısı değerlerinde TEF'in 1'in üzerinde olduğu görülmekte ve bu da çalışmada geliştirilen VG'lerin ısı transferini iyileştirme bakımından boş kanala göre avantajlı olduğunu göstermektedir
8. Adım oranının PR 'nin azalması sonucu ile Nusselt sayısında ve sürtünme faktöründe artış olmuştur.

9. e/h için bakıldığında 0.83 oranının 1.00'a göre aynı periyodik adım oranı ile karşılaştırılması halinde TEF'in daha yüksek çıktığı, buna karşın Nusselt sayısının ise daha az çıktığı görülmüştür.
10. En yüksek TEF değeri $e/h=0.83$, $b/c=0.75$, $PR=1.5$ 'te $Re=4121$ için 2.106 olarak bulunmuştur.
11. $e/h=1.00$ 'da en yüksek TEF değeri ise $b/c=0.75$, $PR=1.52$ da $Re=4121$ için 2.009 olarak bulunmuştur.

Yapılan çalışmalar sonucunda en yüksek Nusselt değeri $e/h=1.00$ 'da bulunmuş olmasına karşılık basınç düşümünün daha fazla çıkmasından ötürü TEF değeri $e/h=0.83$ 'e göre daha düşük çıkmıştır. En yüksek TEF değerini veren vorteks üreticinin e/h oranının düşürülmesi ile Nu ve f değerlerindeki farklılıklar sonucunda elde edilmiştir. e/h oranının düşürülmesi ile TEF'i arttırmıştır. Buradan da e/h oranının düşürülmesi ile Nu ve f değerlerinde yaşanan farklılıklardan dolayı ısıl iyileşmenin daha da artacağı yönündedir.

8.KAYNAKÇA

- Bergles, A. E. V. T. B.-C. X. J. (1985). Enhancement of boiling and condensing. Two Phase Flow and Heat. *Hemisphere Publishing Corporation*, 283-307.
- Caliskan, S. (2014). Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604-614. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2014.07.043>
- da Silva, F. A. S., Dezan, D. J., Pantaleão, A. V., & Salviano, L. O. (2019). Longitudinal vortex generator applied to heat transfer enhancement of a flat plate solar water heater. *Applied Thermal Engineering*, 158, 113790. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.113790>
- Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2005). Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy*, 78(4), 483-494. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2004.09.021>
- Fiebig, M. (1995). Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16(5), 376-388. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(95\)00043-P](https://doi.org/10.1016/0142-727X(95)00043-P)
- Fiebig, M. (1997). Vortices and heat transfer. *ZAMM Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 77(1), 3-18. <https://doi.org/10.1002/zamm.19970770103>
- Fiebig, M., Kallweit, P., Mitra, N., & Tiggelbeck, S. (1991). Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 4(1), 103-114. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(91\)90024-L](https://doi.org/10.1016/0894-1777(91)90024-L)
- F.P.Incropera., D. P. DeWitt. , T. L. Bergman. , A. S. lavine. ., (2007). *Heat and mass transfer-Incropera 6e,Fundam.Heat and Transf.*
- Fu, H., Sun, H., Yang, L., Yan, L., Luan, Y., & Magagnato, F. (2023a). Effects of the configuration of the delta winglet longitudinal vortex generators and channel height on flow and heat transfer in minichannels. *Applied Thermal Engineering*, 227, 120401. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2023.120401>
- Fu, H., Sun, H., Yang, L., Yan, L., Luan, Y., & Magagnato, F. (2023b). Effects of the configuration of the delta winglet longitudinal vortex generators and channel height

- on flow and heat transfer in minichannels. *Applied Thermal Engineering*, 227, 120401. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2023.120401>
- Gentry, M. C., & Jacobi, A. M. (1997). Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: Vortex interactions with the boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(3), 231-242. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(96\)00067-2](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(96)00067-2)
- Han, Z., Xu, Z., & Wang, J. (2018). Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 993-1001. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2018.06.081>
- Ke, Z., Chen, C. L., Li, K., Wang, S., & Chen, C. H. (2019). Vortex dynamics and heat transfer of longitudinal vortex generators in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 871-885. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2018.12.064>
- Kim, E., & Yang, J. S. (2002). An experimental study of heat transfer characteristics of a pair of longitudinal vortices using color capturing technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(16), 3349-3356. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00054-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00054-6)
- Kwak, K. M., Torii, K., & Nishino, K. (2005). Simultaneous heat transfer enhancement and pressure loss reduction for finned-tube bundles with the first or two transverse rows of built-in winglets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29(5), 625-632. <https://doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2004.08.005>
- Li, F., Meindersma, W., De Haan, A. B., & Reith, T. (2005). Novel spacers for mass transfer enhancement in membrane separations. *Journal of Membrane Science*, 253(1-2), 1-12. <https://doi.org/10.1016/J.MEMSCI.2004.12.019>
- Menter, F. R., Lechner, R., German, A., Nts, G. A. M., & Petersburg, S. (2019). *Best Practice: Generalized $k-\omega$ Two-Equation Turbulence Model in ANSYS CFD (GEKO)*.
- Min, C., Qi, C., Wang, E., Tian, L., & Qin, Y. (2012). Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators.

- International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(23-24), 7268-7277.
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2012.07.055>
- Modi, A. J., Kalel, N. A., & Rathod, M. K. (2020). Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119724. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2020.119724>
- Promvonge, P., Khanoknaiyakarn, C., Kwankaomeng, S., & Thianpong, C. (2011). Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(6), 749-756. <https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2011.03.014>
- Promvonge, P., Promthaisong, P., & Skullong, S. (2021). Numerical heat transfer in a solar air heater duct with punched delta-winglet vortex generators. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 101088. <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2021.101088>
- Promvonge, P., & Skullong, S. (2020). Enhanced heat transfer in rectangular duct with punched winglets. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 28(3), 660-671. <https://doi.org/10.1016/J.CJCHE.2019.09.012>
- Saini, P., Dhar, A., & Powar, S. (2023). Performance enhancement of fin and tube heat exchanger employing curved trapezoidal winglet vortex generator with circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 209, 124142. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2023.124142>
- Samadifar, M., & Toghraie, D. (2018). Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 133, 671-681. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.01.062>
- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., & Ganji, D. D. (2015). Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 444-469. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.04.113>
- Skullong, S., Promthaisong, P., Promvonge, P., Thianpong, C., & Pimsarn, M. (2018). Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex

- generator. *Solar Energy*, *170*, 1101-1117.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.093>
- Tamna, S., Skullong, S., Thianpong, C., & Promvong, P. (2014). Heat transfer behaviors in a solar air heater channel with multiple V-baffle vortex generators. *Solar Energy*, *110*, 720-735. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.10.020>
- Tang, L. H., Chu, W. X., Ahmed, N., & Zeng, M. (2016). A new configuration of winglet longitudinal vortex generator to enhance heat transfer in a rectangular channel. *Applied Thermal Engineering*, *104*, 74-84.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.05.056>
- Tian, L. T., He, Y. L., Lei, Y. G., & Tao, W. Q. (2009). Numerical study of fluid flow and heat transfer in a flat-plate channel with longitudinal vortex generators by applying field synergy principle analysis. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *36*(2), 111-120.
<https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2008.10.018>
- Wu, J. M., & Tao, W. Q. (2008). Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator. Part A: Verification of field synergy principle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *51*(5-6), 1179-1191. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2007.03.032>
- Zhou, G., & Ye, Q. (2012). Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, *37*, 241-248. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2011.11.024>

Gülşay ÖGGE

Yüksek Lisans Tezi

YOZGAT 2024



T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Gülşay ÖGE

Yüksek Lisans Tezi

YOZGAT 2024



T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MODİFİYE EDİLMİŞ TRAPEZOİDAL VE KANATÇIK
TÜRÜNDEKİ BOYUNA VORTEKS ÜRETİCİLERİN ISI
TRANSFERİNE ETKİSİ

GÜLAY ÖGE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATILA ABİR İÇCİ

YOZGAT

