
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ÇATI ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ KARE VE DİKDÖRTGEN KOLEKTÖRDEN OLAN ISI KAYBININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Cem ÖZCAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2019

Ahmet Cem ÖZCAN tarafından hazırlanan "ÇATI ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ KARE VE DİKDÖRTGEN KOLEKTÖRDEN OLAN ISI KAYBININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Oğuz TURGUT

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……

Başkan: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ……...

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ……...

Tez Savunma Tarihi: 01/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

……..……

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Ahmet Cem ÖZCAN
01/07/2019

ÇATI ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ KARE VE DİKDÖRTGEN KOLEKTÖRDEN OLAN ISI KAYBININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Ahmet Cem ÖZCAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Güneş kolektörü tasarımında güneş kolektöründen olan enerji kayıplarının doğru bir şekilde belirlenmesinin önemi büyüktür. Bundan dolayı, çevre şartlarındaki rüzgâra bırakılan düz güneş kolektörlerinden olan ısı kaybı güneş kolektörleri çalışmalarında geniş yer tutmaktadır. Konveksiyonla olan ısı kaybı h=a+bV biçiminde verilen ampirik bir denklemle hesaplanmaktadır. Bu denklemde konveksiyon katsayısının sadece hıza bağlı olduğu görülmektedir. Hâlbuki konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferi rüzgâr hızının yanında rüzgârın kolektöre gelme yönü, kolektörün tipi, akışkanın fiziksel özellikleri, kolektörün eğimi gibi parametrelere de bağlıdır. Bu sebeple iki katlı bir evin çatısına düz bir kolektör yerleştirilerek konveksiyon ile gerçekleşen ısı kaybı sayısal olarak incelenmiştir. Kullanılan kolektör tipleri kare ve dikdörtgendir. Kolektör tipi, rüzgâr yönü, rüzgâr hızı, çatı açısı ve ölçeğin etkisi çalışmada kullanılan parametrelerdir. Çalışma sonuçları Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde ifade edilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları literatürde bulunan deneysel bir çalışma ile karşılaştırılmıştır. Rüzgâr tünelinde kütle transferi ile gerçekleştirilen deneysel çalışma ile sayısal çalışmanın uyumlu olduğu görülmüştür. 1:235 ölçekli çalışmada elde edilen korelasyon daha yüksek Reynolds sayılarında ekstrapolasyon yapılarak kullanıldığında hatalı sonuçlar vermektedir. Bu sebeple çalışılan Reynolds sayısı aralığı elde edilen korelasyonları kısıtlamaktadır. Sayısal çalışma ANSYS Fluent 17.0 analiz programı ile yürütülmüştür.

Bilim Kodu	:	91412
Anahtar Kelimeler	:	Zorlanmış taşınım, ısı kaybı, güneş kolektörü, Ansys Fluent.
Sayfa Adedi	:	67
Danışman	:	Doç. Dr. Oğuz TURGUT

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT LOSS FROM SQUARE AND RECTANGULAR COLLECTOR LOCATED ON THE ROOF

(M. Sc. Thesis)

Ahmet Cem ÖZCAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

In solar collector design, it is important to determine the energy losses from the solar collector correctly. Therefore, the heat loss from the flat solar collectors that left in the wind under the environmental conditions is very important of the solar collectors research. The heat loss by convection is calculated by an empirical equation given in h = a + bV format. However, the heat transfer by convection depends on the wind speed as well as the direction of the wind coming to the collector, the type of collector, the physical properties of the fluid and the inclination of the collector. For this reason, a flat plate collector is placed on the roof of a two storey house, and heat loss by convection is examined numerically. The collector types used are square and rectangular. Collector type, wind direction, wind speed, roof angle and the effect of the scale are the parameters used in the study. The results of study are expressed as the change of the Colburn j-factor with the Reynolds number. The results of numerical study are compared with an experimental study in the literature. The experimental study performed by mass transfer in the wind tunnel is consistent with the numerical study. The correlation obtained in the 1:235 scale study yields erroneous results when used in extrapolation of higher Reynolds numbers. Therefore, correlations are obtained in the range of Reynolds numbers studied limits. Numerical study is performed by using ANSYS Fluent 17.0 software.

Science Code	:	91412
Key Words	:	Forced convection, heat loss, solar collector, Ansys Fluent
Page Number	:	67
Supervisor	:	Assoc. Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca beni yönlendiren bilgi, ilgi ve tecrübesiyle bana destek olan değerli danışman hocam Doç. Dr. Oğuz TURGUT'a teşekkürlerimi sunarım. Eğitim hayatım süresince maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen babam Orhan ÖZCAN'a ve annem Nilgül ÖZCAN'a çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ix

SİMGELER VE KISALTMALAR xiii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ÖZETİ 3

3. YÖNTEM 9

3.1. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması 9

3.2. Hesaplama Alanı 11

3.3 Temel Denklemler 12

3.4 Sınır Şartları 14

3.5 Yakınsama Kriterleri 17

3.6 Ağ (Hücre) Yapısı 19

3.6.1 Ağ yapısından bağımsızlık 20

3.7 Hesaplanan Parametreler 21

4. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR 25

4.1. Kare Tip Kolektör 25

4.1.1. 1:235 ölçekli model tip kolektör için sonuçlar 25

4.1.2. Tam ölçekli (1:1) kolektör için sonuçlar ve ölçeğin etkisinin incelenmesi 36

4.2. Dikdörtgen Kolektör 42

Sayfa

4.2.1. 1:235 ölçekli model kolektör sonuçlar 43

4.2.2. Tam ölçekli (1:1) kolektör için sonuçlar ve ölçeğin etkisinin incelenmesi 54

4.3. Kolektör Tipinin Kıyaslanması 60

5. SONUÇ VE ÖNERİLER 63

KAYNAKLAR 65

ÖZGEÇMİŞ 67

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.1. Kare kesitli kolektör yerleştirilen iki katlı evin görünümü (ölçüler m cinsindendir) 10

Şekil 3.2. Dikdörtgen kesitli kolektör yerleştirilen iki katlı evin görünümü (ölçüler m cinsindendir) 10

Şekil 3.3. Model ev ve model kolektörün rüzgâr tünelindeki görünümü (ölçüler mm cinsindendir) 11

Şekil 3.4. 1:1 ölçekli ev ve kolektör için oluşturulan çözüm alanının görünümü (a) x-z düzlemi (b) x-y düzlemi 12

Şekil 3.5. 1:235 ölçekli model için çalışma alanı sınırlarındaki sınır şartlarının görünümü 15

Şekil 3.6. Tam ölçekli (1:1) çözüm alanı için sınır şartları 16

Şekil 3.7. Yakınsama eğrilerinin görünümü 18

Şekil 3.8. Kolektör yüzeyi üzerindeki ısı akısının iterasyon sayısı ile değişimi 19

Şekil 3.9 (a) Hesaplama alanının orta düzleminde bir bölümün hücre yapısı (b) Evin yakınındaki hücre yapısı 20

Şekil 3.10. Nusselt sayısının hücre sayısı için değişimi 21

Şekil 4.1. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000 26

Şekil 4.2. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000 27

Şekil 4.3. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000 28

Şekil 4.4. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000 29

Şekil 4.5. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000 30

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.6. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 32

Şekil 4.7. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=45º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 32

Şekil 4.8. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=90º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 33

Şekil 4.9. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=135º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 33

Şekil 4.10. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 34

Şekil 4.11. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın önden ve arkadan gelmesi durumlarındaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 35

Şekil 4.12. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 35

Şekil 4.13. Kare tip model kolektör için çatı eğim açısının Colburn j-faktörü üzerindeki etkisi 36

Şekil 4.14. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000 37

Şekil 4.15. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000 38

Şekil 4.16. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000 39

Şekil 4.17. Kare tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=0º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 16000≤Re≤80000 (b) 24000≤Re≤1780000 41

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.18. Kare tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=180º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 16000≤Re≤80000 (b) 24000≤Re≤1780000 42

Şekil 4.19. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596 44

Şekil 4.20. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596 45

Şekil 4.21. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596 46

Şekil 4.22. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596 47

Şekil 4.23. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596 48

Şekil 4.24. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 50

Şekil 4.25. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=45º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 50

Şekil 4.26. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=90º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 51

Şekil 4.27. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=135º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 51

Şekil 4.28. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 52

Şekil 4.29. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın önden ve arkadan gelmesi durumlarındaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 52

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.30. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi 53

Şekil 4.31. Dikdörtgen tip model kolektör için çatı eğim açısının Colburn j-faktörü üzerindeki etkisi 54

Şekil 4.32. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748 55

Şekil 4.33. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748 56

Şekil 4.34. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748 57

Şekil 4.35. Dikdörtgen tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=0º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 15331≤Re≤84596 (b) 25411≤Re≤1651748 59

Şekil 4.36. Dikdörtgen tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=180º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 15331≤Re≤84596 (b) 25411≤Re≤1651748 60

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	**Açıklamalar**
$\mathbf{A_0}$**,** $\mathbf{A_s}$	Sabitler
$\boldsymbol{a}$**, b**	Sabitler
Colburn j-faktörü	Boyutsuz kütle ve ısı geçiş katsayısı
$\mathbf{C_1}$	Türbülans modeli sabiti
$\mathbf{C_p}$	Sabit basınçta özgül ısı, kJ/kg·K
$\mathbf{C_\mu}$	Realizable k-ε türbülans modelinde kullanılan katsayı
$\mathbf{D_h}$	Hidrolik çap, m
Gk	Türbülans kinetik enerji üretimi, kg/m·s^3
h	Isı transferi katsayısı, W/m^2·K
H	Evin yüksekliği, m
k	Isı iletim katsayısı, W/m·K
k	Türbülans kinetik enerjisi, m^2/s^2
L	Karakteristik uzunluk, m
Nu	Nusselt sayısı
p	Ortalama basınç, Pa
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transferi, W
$\boldsymbol{q''}$	Isı akısı, W/m^2
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, K
$\mathbf{T_f}$	Film sıcaklığı, K
$\mathbf{T_w}$	Kolektör yüzey sıcaklığı, K
$\mathbf{T_\infty}$	Çevre sıcaklığı, K
U	Serbest akış hızı, m/s
$\mathbf{u_i}$**,** $\mathbf{u_j}$	x- ve y- yönlerindeki ortalama hız, m/s

Simgeler	Açıklamalar
u_i'	i-yönündeki hız dalgalanması, (m/s)
x, y, z	Kartezyen koordinat sistemi
V	Serbest akış hızı, m/s
α	Model evin çatı eğim açısı
β	Rüzgârın kolektöre geliş açısı
ε	Türbülans disipasyon oranı, m^2/s^3
μ	Dinamik viskozite, kg/m·s
μ_t	Türbülans viskozitesi, kg/m·s
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
σ_k	Türbülans Prandtl sayısı
σ_ε	ε için türbülans Prandtl sayısı
ω	Spesifik disipasyon oranı
Ω	Dönme tensörünün ortalama değeri

Kısaltmalar	Açıklamalar
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
PV	Fotovoltaik
RNG	Renormalizasyon grubu
SST	Kayma gerilmesi taşınımı

1. GİRİŞ

Günümüzde yenilenebilir enerji kaynakları üzerinde çalışmalar giderek yaygınlaşmakta ve bu kaynakların kullanımı giderek artmaktadır. Petrol, doğalgaz, kömür gibi geri dönüştürülemez ve çevreye kirliliğine yol açan enerji kaynaklarının yerini alması açısından yenilenebilir enerji kaynakları üzerinde çalışmaların yapılması büyük önem arz etmektedir. Güneş enerjisi yenilenebilir, temiz ve dünyamız için sonsuz bir enerji kaynağıdır. Bu kaynağın konutlarda elektrik ve ısıtma enerjisi olarak kullanılması için güneş kolektörlerinden faydalanılmaktadır. Güneş kolektörleri enerji üretimi açısından ucuz ve temiz bir teknoloji olmakla birlikte ilk kurulumu bir hayli maliyetlidir. Bu nedenle gelişmiş ülkelerdeki kullanım payı daha yüksektir. Bu nedenle güneş kolektörleri verimliliği artırmak adına birçok çalışma gerçekleştirilmektedir.

Güneş kolektörleri ışıma ile gelen güneş ışınlarını absorbe etmektedir. Güneş kolektörlerine gelen enerjinin absorbe edilmesiyle birlikte yüzey sıcaklığı da artmaktadır. Işıma ile enerji alan güneş kolektörü aynı zamanda iletim, taşınım ve ışıma ile enerji kaybı da yaşamaktadır. Bu noktada rüzgâr kaynaklı taşınım ile ısı kaybı birçok parametreye bağlı olması nedeniyle karmaşık ve üzerinde durulması gereken bir konudur.

Güneş kolektörü tasarımında enerji kayıplarının doğru bir şekilde belirlenmesinin önemi büyüktür. Bundan dolayı, çevre şartlarındaki rüzgâra bırakılan düz güneş kolektörlerinden olan ısı kaybı güneş kolektörleri çalışmalarında geniş yer tutmaktadır [1]. Özellikle soğuk iklimlerde kullanılan güneş kolektörlerinde, kolektör yüzey sıcaklığı ve çevre sıcaklığı arasında ciddi bir fark olmaktadır. Bu nedenle güneş kolektörü yüzeyinden taşınım ile olan ısı transferinin hangi parametrelere bağlı olduğu üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Konveksiyon ile ısı kaybını azaltmak adına yapılan bu çalışmalardan birçok verimli sonuç elde etmekte mümkündür.

Rüzgârla ilgili ısı kayıplarını hesaplamak için Jurges'un deneysel verilerine dayanılarak ortalama ısı transferi katsayısı McAdams tarafından üst yüzeyi ısıtılan 0,5m×0,5m'lik düz kare bir plakaya paralel gelen akış durumunda sadece hıza bağlı bir eşitlikle V=a+bV biçiminde formüle edilmiştir [2, 3]. Burada a ve b sabitler olup, V ise rüzgâr hızıdır. Halbuki, ısı transferi katsayısı akışkan özelliklerine (ısı iletim katsayısı k, viskozite μ, özgül ısı c_p,

yoğunluk ρ, kolektörün karakteristik uzunluğu L_c ve akış hızı V gibi birçok parametreye bağlıdır [4].

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Bu bölümde, rüzgâr etkisiyle oluşan konveksiyonun kolektör üzerindeki ısı transferine etkilerini açıklayan literatür çalışmaları incelenmiştir. Bu çalışmalar analitik, nümerik ve deneysel yöntemler kullanılarak yapılmış olup bu çalışmalar arasındaki ilişkiler, elde edilen denklemler incelenmiştir.

Konveksiyon ile ısı transferi düz ve yatay yüzeyde, üniform akış şartlarında analitik olarak hesaplanabilmektedir. Laminer ve türbülans akış için boyutsuz Nusselt sayısı ile aşağıdaki gibi ifade edilmiştir [5]:

$$Nu=0{,}664Re_L^{0,5}Pr^{1/3} \qquad \text{Laminer akış} \qquad Re_L < 5\times10^5 \qquad (2.1)$$

$$Nu=0{,}037Re_L^{0,8}Pr^{1/3} \qquad \text{Türbülanslı akış} \qquad 5\times10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (2.2)$$

Burada

Nusselt sayısı, $$Nu = \frac{hL}{k} \qquad (2.3)$$

Reynolds sayısı, $$\mathrm{Re}_L = \frac{\rho UL}{\mu} \qquad (2.4)$$

Prandtl sayısı, $$\mathrm{Pr} = \frac{\mu C_p}{k} \qquad (2.5)$$

Yukarıda verilen eşitliklerde, U serbest akış hızı, k havanın ısıl iletkenliği, L karakteristik uzunluk, ρ havanın yoğunluğu, μ havanın dinamik viskozitesi ve C_p sabit basınçta havanın özgül ısısıdır. Eş. 2.1 ve Eş. 2.2 plaka yüzeyinin sabit sıcaklıkta tutulduğu akışkan özelliklerinin akış boyunca sabit kaldığı hal için geçerlidir.

Sparrow ve Tien, naftalin süblimleştirme tekniği ile kare bir kolektör üzerinde kütle transferi deneyleri yapmışlardır. Kütle ve ısı transferi arasındaki denklemleri kullanarak kare kolektör yüzeyinden konveksiyonla olan ısı kaybını hesaplamışlardır. Çalışmaların yapıldığı

Reynolds sayısı aralığı 20 000 ile 100 000 arasındadır. Aynı zamanda deneyler farklı çatı eğim açısı (25º, 45º, 65º, 90º) ve rüzgârın kolektöre geliş açısı (ise 0º, 22,5º, 45º) için yapılmıştır. Böylece Reynolds sayısı, çatı eğim açısı ve rüzgârın kolektöre geliş açısına bağlı korelasyonlar elde edilmiştir [6].

Sparrow ve diğerleri, kütle transferi deneyleri ile dikdörtgen kolektörler üzerindeki rüzgarla olan ısı transferini hesaplamışlardır. Naftalin süblimleştirme tekniği ile kütle transferi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Farklı hidrolik çaplardaki dikdörtgen plakalar için kullanılan Reynolds sayısı aralığı 20 000 ile 90 000 arasındadır. Bir diğer parametre olarak da rüzgârın kolektöre önden gelme durumu için rüzgârın kolektöre çarpma açıları farklılaştırılarak (25º, 45º, 65º ve 90º) deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Kullanılan farklı tipteki dikdörtgen kolektörler için çalışmalar sonucunda korelasyonlar önerilmiştir [7].

Test ve diğerleri, boyutları 1220×813 mm^2 olan dikdörtgen plaka üzerinden olan ısı transferini incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen değerler karşılaştırıldığında, dış ortam şartlarında elde edilen değerler analitik yaklaşımlara göre %300 daha fazla, rüzgâr tünelinde gerçekleştirilen deney sonuçlarına göre ise %200 daha fazla sonuç verdiği gözlemlenmiştir [8].

Kind ve diğerleri, müstakil bir ev üzerine yerleştirilen güneş kolektörü üzerinden konveksiyon ile ısı kaybını incelemek üzere bir deney düzeneği kurmuşlardır. Bu düzenekte kullanılan model ev 1:32 ölçekli, rüzgâr tüneli ise açık tiptir. Reynolds sayısı 16 000 ile 80 000 aralığında yapılan çalışmalar, rüzgârın kolektöre 6 farklı yönden gelme durumu için tekrarlanmıştır. Çalışmalar sonucunda ısı transfer katsayısının rüzgârın kolektöre gelme yönüne göre değişkenlik gösterdiği saptanmıştır [9].

Kind and Kitaljevich, güneş kolektöründen konveksiyon ile ısı transferini incelemek üzere 1:36 ölçekli model bir ev üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada kolektör model ev üzerine düz olarak yerleştirilmiş ve türbülanslı akış şartlarında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar soncunda kolektör yüzeyindeki ısı transfer katsayıları belli korelasyonlarla ifade edilmiştir. Tam ölçekli kolektör için kullanılan Reynolds sayıları bu korelasyonlarda kullanıldığında yaygın sonuçların aksine düşük sonuçlar elde edilmiştir [10].

Onur, kare tip kolektör üzerinden konveksiyon ile ısı kaybını hesaplamak amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada model bir ev üzerine paralel bir güneş kolektörü yerleştirilmiştir. Çatı eğim açıları 30º ve 45º için 0º, 90º ve 180º rüzgârın kolektöre geliş açılarında deneysel çalışmalar yapılmıştır. Rüzgâr hız aralığı 2,5 m/s ile 15 m/s olan çalışmada sonuçlar Nusselt sayısı ile ifade edilmiştir. Nusselt sayısı bu çalışmada Reynolds sayısına bağlı bir korelasyon ile ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda rüzgârın kolektöre önden gelme durumunda arkadan gelme durumuna göre %10 ile %15 arasında daha fazla ısı kaybı olduğunu gözlemlemiştir [11].

Kumar ve diğerleri, güneş kolektörü üzerinden olan ısı kaybının bulmak üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan deneysel çalışma iç mekânda gerçekleştirilmiş olup, akış oluşturmak için endüstriyel fan kullanmışlardır. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler hıza bağlı bir korelasyonla ısı taşınım katsayısını elde edecek şekilde ifade edilmiştir. Elde edilen korelasyonlar McAdams'ın elde ettiği korelasyonlar ile karşılaştırılmış olup sonuçların birbirini tutmadığını göstermişlerdir. McAdams çalışmasını rüzgâr tüneli kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu nedenle farklı şartlar altında elde edilen sonuçların birbiri ile ilişkilendirilemeyeceğini belirtmişlerdir [12].

Sharples ve Charlesworth, güneş kolektöründe olan ısı kaybını deneysel bir çalışma ile gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma 100 000 ve 500 000 Reynolds sayısı aralığında, farklı rüzgâr açılarında, 1:1 model üzerinde çalışılarak incelenmiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler hıza bağlı bir korelasyonla ısı taşınım katsayısını elde edecek şekilde ifade edilmiştir [13].

Turgut, model bir evin çatısına düz olarak yerleştirilmiş güneş kolektöründen olan ısı transferini incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada naftalin süblimleştirme tekniği kullanılarak güneş kolektörünün üst yüzeyinden zorlanmış konveksiyon ile kütle transferi yapılmıştır. Çalışmada kullanılan kolektör tipleri kare, üçgen, yamuk ve dikdörtgendir. Reynolds sayısı, rüzgârın kolektöre geliş açısı, çatı eğim açısı çalışmada değişken parametreler olarak kullanılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda kütle transferini ısı transferi cinsinden ifade edebileceğimiz Colburn j-faktörü cinsinden çeşitli korelasyonlar elde edilmiştir [14].

Oliveira ve Younis, bir ev üzerindeki rüzgâr yükünü bulabilmek için sayısal yöntem kullanarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Reynolds-stress modelinin k-ε türbülans modeline göre akış ayrılmalarını daha iyi çözümlediğini ve deneysel gözlemlerle daha tutarlı olduğunu ifade etmişlerdir [15].

Turgut ve Onur, askıda bulunan dikdörtgen bir kolektör üzerindeki ısı transferini incelemek üzere deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada kullanılan Reynolds sayısı aralığı 18 000-96 000 arasındadır. 25º-90º arasında dikdörtgen kolektörün açısı değiştirilerek rüzgârın da farklı açılarda kolektöre gelmesi sağlanmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların uyum içinde bulunduğu çalışmada, sonuçlar Nusselt sayısı cinsinden Reynolds sayısına bağlı olarak ifade edilmiştir [16].

Kendoush, analitik yöntemleri kullanarak düz bir plaka üzerinde zorlanmış konveksiyon ile gerçekleşen ısı ve kütle transferi çözümlemeleri yapmıştır. Bu çalışmadaki sonuçlarını Reynolds sayısına bağlı olacak şekilde Nusselt sayısı ile ifade etmiştir. Literatürde olan deneysel sonuçlar ile bu çalışma sonuçlarını arasında da yaklaşık %16'lık bir fark olduğu tespit edilmiştir [17].

Turgut ve Onur, yaptıkları sayısal çalışmada dikdörtgen kesitli güneş kolektörünün üst yüzeyinden olan ısı transferini incelemişlerdir. Kolektör model bir evin çatısına düz bir şekilde yerleştirilmiştir. Çatı eğiminin ısı transferine etkisi incelenmiş ve çalışmalar 14 000-80 000 Reynolds sayısı aralığında yürütülmüştür. Elde edilen sonuçlarda çatı eğim açısının ısı transfer katsayısını önemli ölçüde değiştirmediği görülmüştür [18].

Karava ve diğerleri, çatı üzerine yerleştirilmiş fotovoltaik/termal sistem üzerinden zorlanmış konveksiyon ile olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan evin yüksekliği 3 m, taban boyutları 4,2×6 m, çatı açısı ise 30º'dir. Sayısal çalışma ANSYS Fluent programı ile yapılmış olup, Realizable k-ε ve SST k-w türbülans modelleri kullanılmıştır. Sayısal çalışma sonuçları 1:50 ölçekli model kullanılan deneysel çalışma sonuçları ile doğrulanmıştır. SST k-w türbülans modeli kullanarak yapılan sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçları ile daha uyumlu olduğu belirtilmiştir [19].

Kaplani ve Kaplanis, fotovoltaik sistem üzerindeki sıcaklık değişiminin ne gibi etmenlere bağlı olduğunu araştırmak için çeşitli teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu

çalışmalarda rüzgâr hızı, rüzgâr yönü ve modülün eğim açısı değişim parametreleri olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre rüzgâr hızı ve yönü PV modül sıcaklığını önemli ölçüde etkilerken modül eğim açısı değişiminin kayda değer etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Teorik hesaplamalarla deneysel sonuçların uyumlu görüldüğü çalışmada ısı transfer katsayısı hesaplamak adına bir bağıntı da önerilmiştir. Bu bağıntı PV modüle rüzgârın arkadan gelme durumu için h = 1,5V+3 şeklinde ifade edilmiştir [20].

Arpino ve diğerleri, fotovoltaik paneller üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Panellerin ısıl verimliliğine etki eden parametrelerin panel tasarımı, montaj şekli, rüzgâr hızı, panel eğim açısı ve çevresel koşullar olduğu ifade edilmiştir. Bu parametrelerin incelendiği sayısal çalışmada RNG k-ε ve Standard k-w türbülans modelleri kullanılmıştır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapıldığında RNG k-ε türbülans modelinin deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu belirtilmiştir. Tasarım parametrelerinin ısıl verimliliğe etkileri sonuç olarak tespit edilmiştir [21].

Goverde ve diğerleri, mini PV modül üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Laminar akış şartlarında kapalı bir rüzgâr tünelinde yapılan çalışmada modül ısıl performansına rüzgâr etkisi incelenmiştir. Farklı hızlarda yapılan çalışma sonucunda rüzgâr hızının modül sıcaklığına ve performansına etkisi olduğu belirtilmiştir [22].

Wu ve diğerleri, askıda bulunan düz kare bir kolektör üzerindeki ısı transferini incelemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Rüzgâr tüneline yerleştirilen panelin üst yüzeyine sabit ısı akısı verilmiştir. Çalışmada rüzgârın panele önden ve arkadan gelme durumu, rüzgârın panele geliş açısı parametre olarak kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda parametrelerin ısı transferine etkisi Nusselt sayısı cinsinden ifade edilmiştir. Çalışılan parametrelere bağlı ampirik denklemler elde edilmiştir [23].

Literatür çalışmaları incelendiğinde kare ve dikdörtgen tipi güneş kolektörleri üzerinde birçok çalışma yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmalar ışığında çalışmacılar çeşitli korelasyonlar da elde etmişlerdir. Fakat bu korelasyonların hangi sınırlarda kullanılacağı net bir şekilde ifade edilememiştir. Örneğin Reynolds sayısına bağlı bir korelasyon elde edildiğinde herhangi bir Reynolds sayısı için de bu korelasyonu kullanılabilir miyiz ya da çalışmacının çalıştığı Reynolds sayısı sınırlarında mı inceleme yapmalıyız? Deneysel çalışmalarda rüzgâr tüneli boyutları nedeniyle model kolektörler kullanıldığından küçük

hidrolik çap esas alınmakta ve bu da çalışmacıları düşük Reynolds sayılarında çalışmaya itmektedir. Halbuki gerçek kolektör boyutlarında ve gündelik hayat için normal sayılabilecek rüzgâr hızlarında yüksek Reynolds sayısına tekabül edecek akışlar oluşmaktadır.

Bu çalışmada 1:235 ölçekli model ev ve 1:1 tam ölçekli ev için sayısal bir çalışma yürütülmüştür. 1:235 ölçekli model ev için elde edilen sonuçlar Turgut'un deneysel sonuçları ile doğrulanmıştır. Kare ve dikdörtgen güneş kolektörü için çatı eğim açısı (25º ve 45º), rüzgârın kolektöre geliş yönü (0º, 45º, 90º, 135º ve 180º) ve Reynolds sayısı (14 000-1 700 000) incelenen parametrelerdir. Sayısal çalışma ANSYS Fluent paket programı ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Reynolds sayısına bağlı bir denklem ile Colburn j-faktörü cinsinden ifade edilmiştir. Model ev üzerinde 14 000-80 000 Reynolds sayısı aralığında çalışılmış, gerçek evde ise 24 000-1 700 000 Reynolds sayısı aralığında çalışılmıştır.

3. YÖNTEM

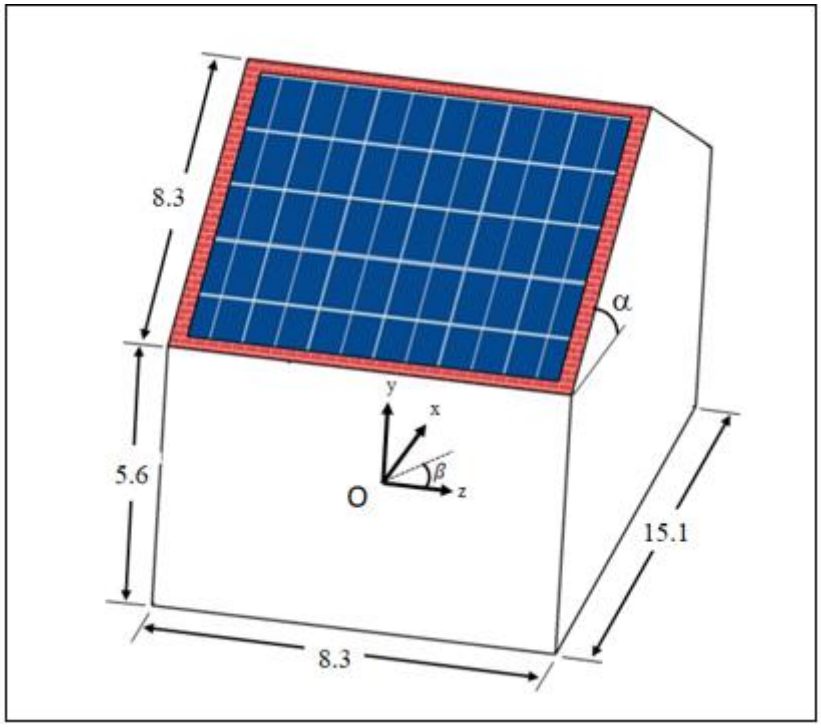
Günümüzde mühendislik çalışmaları ile birçok problemin çözülmesi mümkündür. Bu çalışmaların yapılması için sayısal, deneysel ve analitik yöntemler kullanılmaktadır. Mevcut çalışmada ise sayısal yöntem kullanılarak çalışmalar yürütülmüştür. Sayısal akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde kullanılan ANSYS Fluent 17.0 paket programı kullanılmıştır.

Bu bölümde sayısal yöntemde kullanılan model, sayısal ağ yapısı, denklemler, sınır şartları ve yapılan kabuller ile ilgili bilgilere yer verilmiştir.

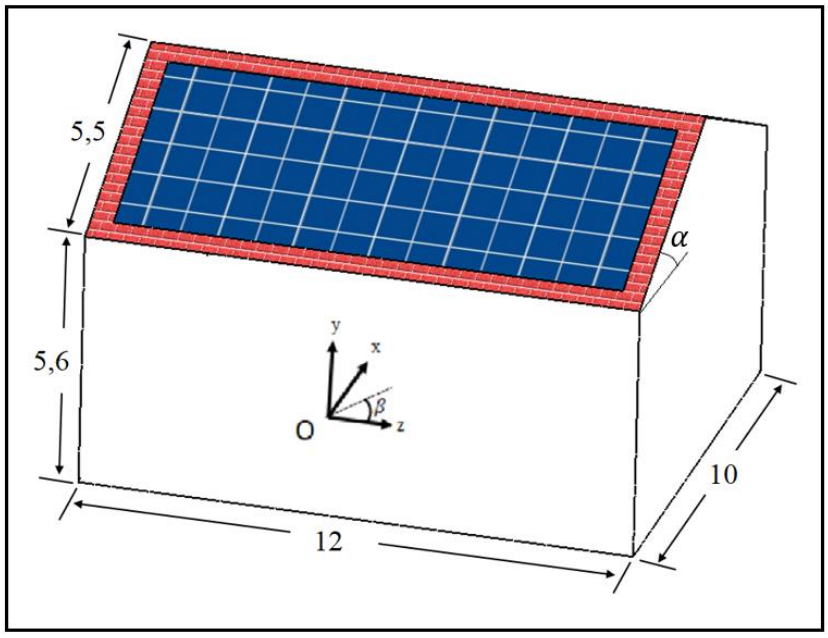
3.1. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması

Mevcut çalışmada kare ve dikdörtgen kesitli güneş kolektörlerinin üst yüzeyinden konveksiyonla olan ısı transferini hesaplamak için iki farklı ölçekte ev modeli oluşturulmuştur. 1:235 ölçekli model ev iki farklı çatı eğim açısında (α=25º ve α=45º) ve 1:1 tam ölçekli ev için α=25º çatı eğim açısında ısı transferinin etkileri incelenmiştir.

Şekil 3.1'de ve Şekil 3.2'de kare ve dikdörtgen kesitli kolektör yerleştirilen iki katlı evlerin tam ölçekli hali verilmiştir. Modellenen kare kolektörlü evin yüksekliği 5,6 m, taban boyutları 8,3 m×15,1 m'dir. Modellenen dikdörtgen kolektörlü evin yüksekliği ise 5,6 m, taban boyutları 12 m×10 m'dir. Çalışmalar iki farklı çatı eğim açısı için yürütülmüştür. α=25º ve 45º kare ve dikdörtgen kolektörlerin konumlandırıldığı çatı için eğim açılarıdır. Rüzgâr kolektörün konumlandırıldığı eve pozitif x-ekseni yönünde üniform olarak gelmektedir. Evin tabanının orta noktası çözüm hacminin merkezidir. Ev y ekseni etrafında β açısında döndürülerek rüzgârın kolektöre farklı açılarda gelmesi sağlanmıştır. Rüzgâr 1:235 ölçekli eve beş farklı açı ile β=0º, 45º, 90º, 135º ve 180º, 1:1 tam ölçekli eve ise β=0º, 180º ile gelmektedir. β=0º durumunda rüzgâr kolektöre önden gelirken, β=180º durumunda rüzgâr kolektöre arkadan gelmektedir.



Şekil 3.1. Kare kesitli kolektör yerleştirilen iki katlı evin görünümü (ölçüler m cinsindendir)



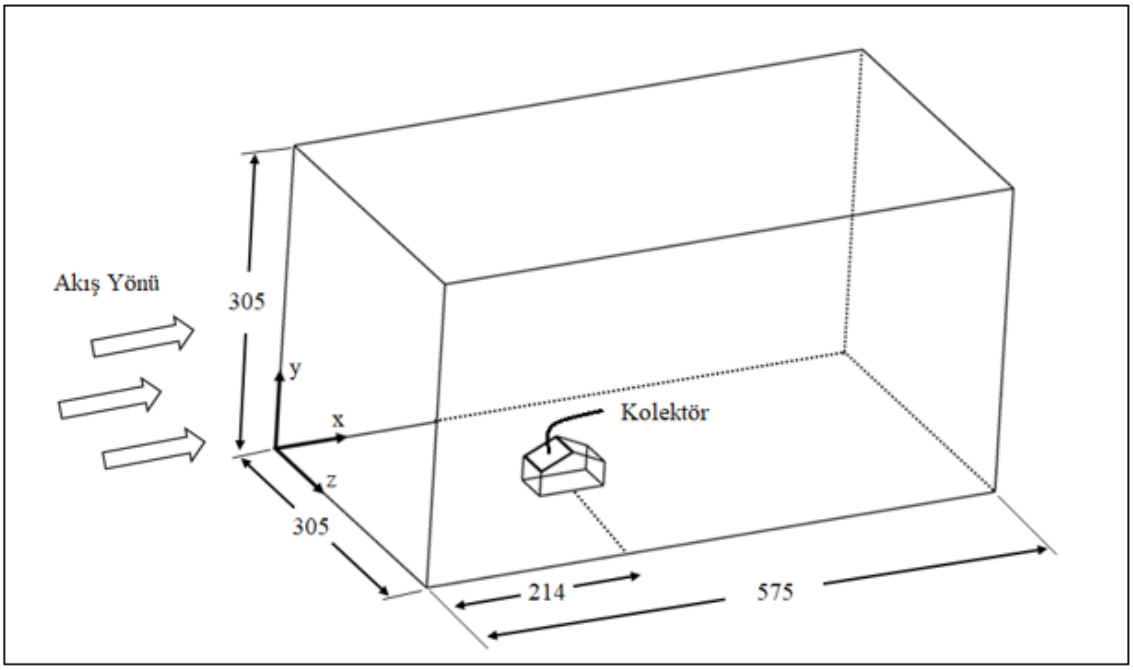
Şekil 3.2. Dikdörtgen kesitli kolektör yerleştirilen iki katlı evin görünümü (ölçüler m cinsindendir)

İki farklı ölçekli ev için yapılan sayısal çalışmada süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kararlı hal durumunda üç boyutlu olarak çözdürülmüştür. 1:235 ölçekli ev için yapılan sayısal çalışma Turgut (2001)'in deneysel çalışması ile aynı koşullar oluşturularak çözdürülmüştür. Böylece sayısal sonuçlar bir deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Turgut

(2001) deneysel çalışmasını naftalin süblimleştirme tekniği ile model bir ev üzerine yerleştirilmiş düz kare ve dikdörtgen kolektör üzerindeki konveksiyon ile olan ısı transferini hesaplamıştır. Deneysel çalışma Ankara/Türkiye bölgesinde yapılmıştır.

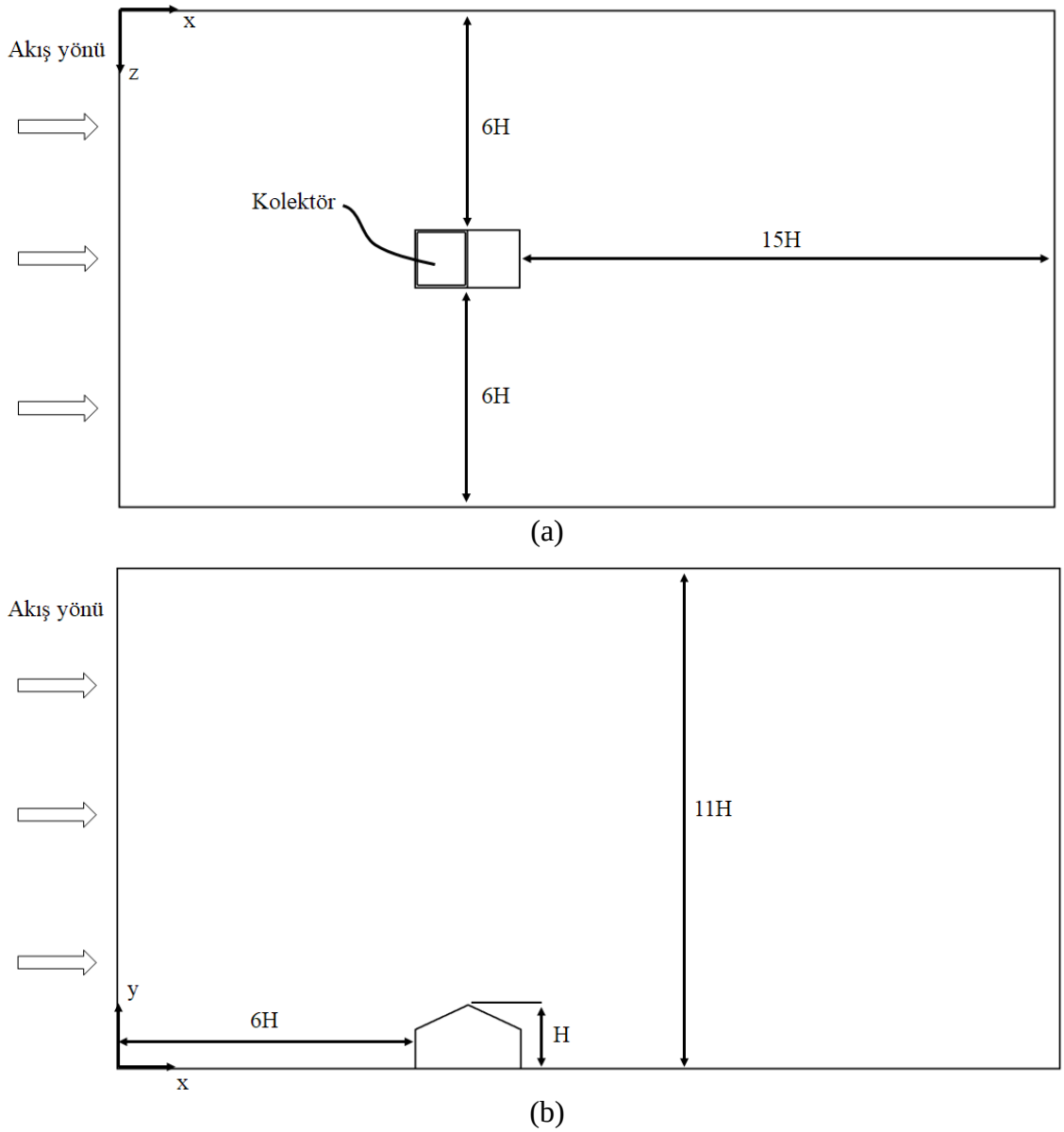
3.2. Hesaplama Alanı

Çalışmada kullanılan 1:1 tam ölçekli ev ve 1:235 ölçekli model ev geometri hacimleri ANSYS Spaceclaim programı ile oluşturulmuştur. 1:235 ölçekli model ev bir rüzgâr tüneli içine yerleştirilmiştir. Rüzgâr tüneli ölçüleri ve evin rüzgâr tümeli içindeki konumu Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Model ev ve model kolektörün rüzgâr tünelindeki görünümü (ölçüler mm cinsindendir)

1:1 tam ölçekli ev ve kolektör için oluşturulan hesaplama alanı Şekil 3.4'te verilmiştir. Çalışmada ev etrafına oluşturulan akış hacminin sınırları çözüm etkisi olmayacak şekilde belirlenmelidir. Evin yerden yüksekliği H olarak belirlenmiştir. Hesaplama alanı çatıdan 10H yükseklikte, evin yan duvarlarından 6H uzaklıkta, ön duvarından 6H uzaklıkta ve arka duvarında 15H uzaklıkta sınırlandıracak şekilde alınmıştır [24].



Şekil 3.4. 1:1 ölçekli ev ve kolektör için oluşturulan çözüm alanının görünümü (a) x-z düzlemi (b) x-y düzlemi

3.3 Temel Denklemler

Hesaplama alanında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılarak akış ve ısı transferi çözümü yapılmıştır. Kararlı rejimde, fiziksel özellikler, sıkıştırılamaz akışkan, sabit akış ve yerçekimi ihmali kabulleri altında türbülanslı akış için temel korunum denklemleri şu şekildedir [25]:

Süreklilik: $$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_j\right)=0 \qquad (3.1)$$

Momentum: $$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_i u_j\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\nu\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'}\right) \tag{3.2}$$

Enerji: $$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_j T\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\nu}{\mathrm{Pr}}\frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j' T'}\right) \tag{3.3}$$

Burada u_i ve u_j (m/s) sırasıyla *x*- ve *y*- yönlerindeki ortalama hızlardır. *p* (Pa) ortalama basınç, ν (m^2/s) kinematik viskozite, ρ (kg/m^3) yoğunluk ve *Pr* ise Prandtl sayısıdır. u_i' (m/s) *i*-yönündeki hız dalgalanması ve *T* (℃) sıcaklıktır. Yukarıda verilen korunum denklemleri türbülans modelinden kaynaklanan türbülans denklemleriyle birlikte çözülmüştür. Türbülans modeli olarak iki tabakalı zonal duvar modeli (enhanced wall treatment) realizable k-ε modeli kullanılmıştır. Realizable k-ε türbülans denklemleri k ve ε için şu şekildedir [26]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho k u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{3.4}$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\varepsilon u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] - \rho C_1\frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} \tag{3.5}$$

Burada;

k (m^2/s^2) türbülans kinetik enerji ve ε (m^2/s^3) türbülans disipasyon oranıdır. G_k ($kg/m{\cdot}s^3$) hız gradyanlarına bağlı oluşan türbülans kinetik enerji üretimi olup şu şekilde tanımlanır:

$$G_k = -\rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{3.6}$$

C_1 türbülans modeli sabiti olup C_1=1,9'dur. μ_t türbülans viskozitesi olup şu şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.7}$$

Buradaki C_μ aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S\dfrac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{3.8}$$

Burada;

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{3.9}$$

ve

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{3.10}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.11}$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.12}$$

A_0 ve A_S sabitleri aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$A_0 = 4,04\,,\ A_S = \sqrt{6}\cos\phi \tag{3.13}$$

Burada;

$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right) \tag{3.14}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{3.15}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \tag{3.16}$$

Model sabitleri ise

$C_1 = 1,9\,,\ \sigma_k = 1,0\,,\ \sigma_\varepsilon = 1,2$ şeklindedir. (3.17)

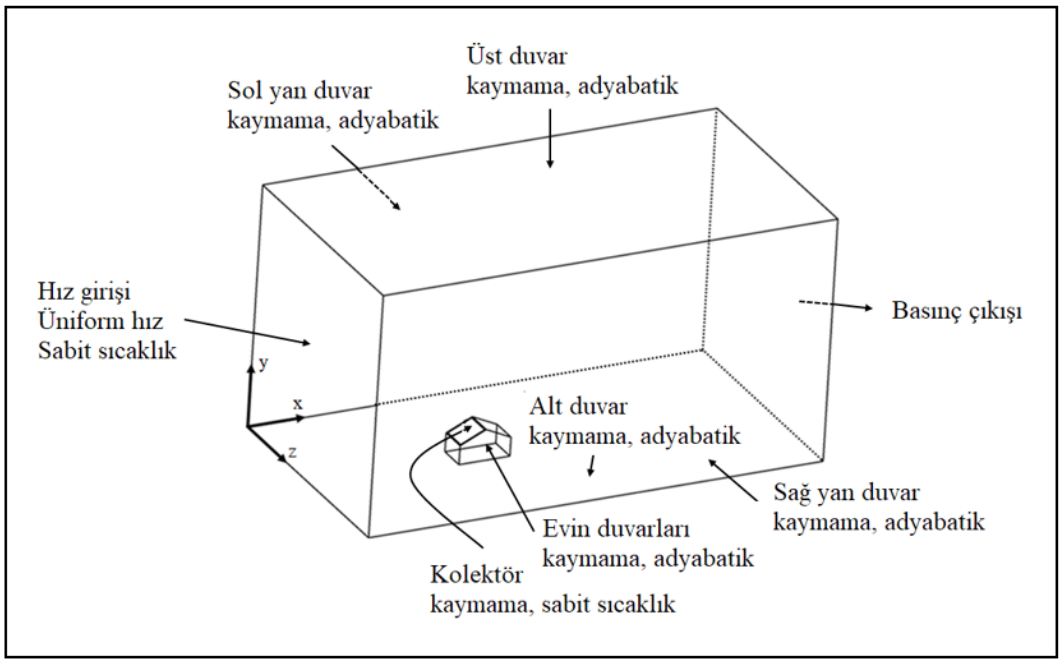
Sayısal çözümde hız-basınç çiftinin diskritizasyonu için COUPLED algoritması kullanılmıştır. Süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerindeki taşınım terimlerinin diskritizasyonu için ikinci mertebe Upwind Metodu kullanılmıştır. Steady segregated çözüm metodu kullanılmıştır.

3.4 Sınır Şartları

Yukarıda verilen korunum denklemlerinin çözülebilmesi için akış alanı çevresindeki sınır şartlarının doğru olarak belirlenmesi önem arz etmektedir.

Rüzgâr tüneline akışkan (hava) üniform hız ve sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir. Rüzgâr tünelinin çıkışına basınç çıkış sınır şartı uygulanmıştır. Diğer bir ifade ile parametrelerin akış yönündeki değişimleri sıfır olarak kabul edilmiştir. Rüzgâr tünelinin duvarlarına, model evin

duvarlarına ve kolektör yüzeyine hız sınır şartı olarak kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Rüzgâr tünelinin duvarlarında ve model evin duvarlarında adyabatik ısıl sınır şartı kabulü yapılmıştır. Kolektör yüzeyine sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır. 1:235 ölçekli model için kullanılan çalışma alanına uygulanan sınır şartları Şekil 3.5'te görüldüğü gibidir.



Şekil 3.5. 1:235 ölçekli model için çalışma alanı sınırlarındaki sınır şartlarının görünümü

Sayısal çalışmada 1:235 ölçekli model ev için oluşturulan çözüm alanını sınırlarındaki sınır şartlarının matematiksel ifadesi şu şekildedir:

Giriş (x=0): Üniform hız, üniform sıcaklık

$$u = U,\ v = 0,\ w = 0,\ T = T_\infty = 20\ ℃,\ k = 0{,}005U^2,\ \varepsilon = \frac{C_\mu k^{1,5}}{0{,}07D_h} \tag{3.18}$$

Burada D_h-rüzgâr tüneli giriş kesitine göre hidrolik çap, C_μ ise sabit olup değeri 0,09'dur.

Çıkış (x=L=0,575m):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial v}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial w}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial k}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{3.19}$$

Duvarlar: Adyabatik

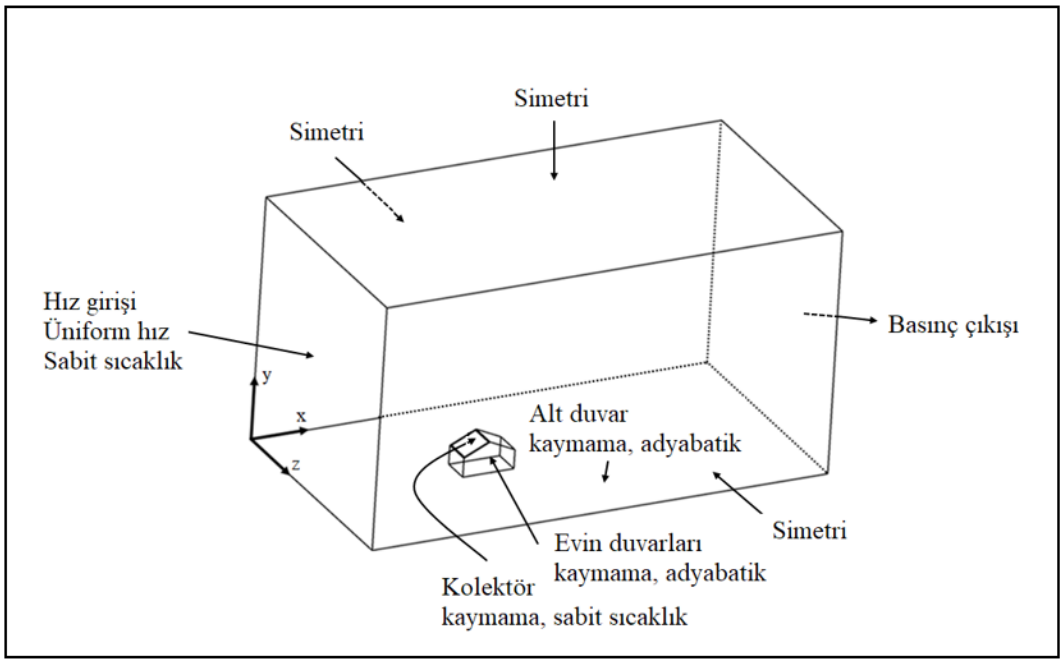
$$u = 0,\ v = 0,\ w = 0,\ k = 0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0,\ \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \qquad (3.20)$$

Burada n-yüzeyin normalini ifade etmektedir.

Kolektör: Üniform sıcaklık

$$u=0,\ v=0,\ w=0,\ k=0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0,\ T=T_w=52\ ℃ \qquad (3.21)$$

Tam ölçekli (1:1) olarak hazırlanan çalışma alanı sınırlarındaki sınır şartları Şekil 3.6'da verilmiştir. Buna göre giriş için hız giriş sınır şartı, çıkış için ANSYS Fluent'in basınç çıkış sınır şartı, evin duvarları ve alt duvar kaymanın olmadığı duvar sınır şartı, kalan kısımlara ise simetri sınır şartı atanmıştır. Hesaplamanın yapıldığı çözüm alanındaki duvarların ısıl olarak adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Kolektör yüzeyine ise ısıl sınır şartı olarak sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır.



Şekil 3.6. Tam ölçekli (1:1) çözüm alanı için sınır şartları

Sayısal çalışmada 1:1 ölçekli çözüm alanı için oluşturulan sınır şartları matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

Giriş (x=0) : Üniform hız, üniform sıcaklık

u = U, v = 0, w = 0, T = T_∞ = 20 ℃, $k = 0{,}005U^2$, $\varepsilon = \frac{C_\mu k^{1,5}}{0{,}07D_h}$ (3.22)

Çıkış (x=L=0,575m):

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0,\ \frac{\partial v}{\partial x}=0,\ \frac{\partial w}{\partial x}=0,\ \frac{\partial k}{\partial x}=0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x}=0,\ \frac{\partial T}{\partial x}=0 \quad (3.23)$$

Duvarlar: Adyabatik

u = 0, v = 0, w = 0, k = 0, $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n}=0$, $\frac{\partial T}{\partial n}=0$ (3.24)

Burada n-yüzeyin normalini ifade etmektedir.

Kolektör: Üniform sıcaklık

u=0, v=0, w=0, k=0, $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n}=0$, T=$T_w$=52 ℃ (3.25)

Simetri Yüzeyi (z=-a):

$$\frac{\partial u}{\partial z}=0,\ \frac{\partial v}{\partial z}=0,\ w=0,\ \frac{\partial k}{\partial z}=0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0,\ \frac{\partial T}{\partial z}=0 \quad (3.26)$$

Simetri Yüzeyi (z=a):

$$\frac{\partial u}{\partial z}=0,\ \frac{\partial v}{\partial z}=0,\ w=0,\ \frac{\partial k}{\partial z}=0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}=0,\ \frac{\partial T}{\partial z}=0 \quad (3.27)$$

Simetri Yüzeyi (y=11H):

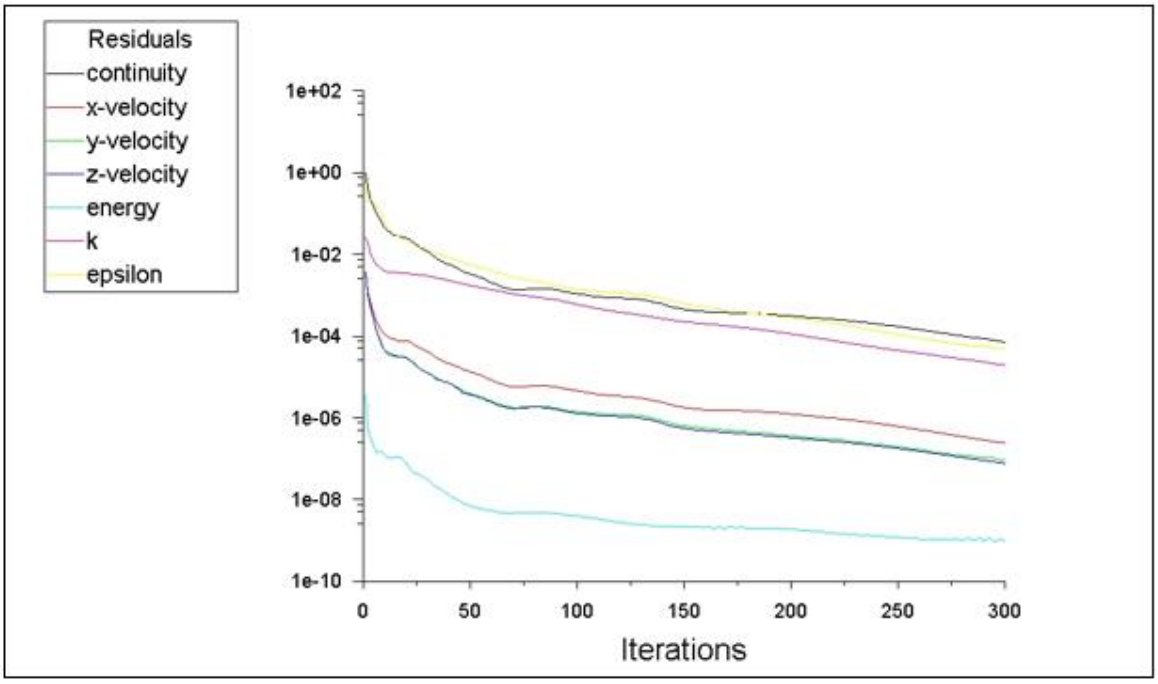
$$\frac{\partial u}{\partial y}=0,\ v=0,\ \frac{\partial w}{\partial y}=0,\ \frac{\partial k}{\partial y}=0,\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=0,\ \frac{\partial T}{\partial y}=0 \quad (3.28)$$

3.5 Yakınsama Kriterleri

Sayısal çalışmada elde edilen sonuçların doğruluğunu anlamak adına bazı parametreler kontrol edilmelidir. Bu kontroller analiz esnasında kalıntıları (residuals) çizilen değerler ile yapılır. Grafikte yakınsama kriterleri olan süreklilik, momentum, enerji ve türbülans

değerleri arasındaki iterasyon sayısı arttıkça düşmesi beklenir. Mevcut çalışma için enerji yakınsama kriterleri 1×10^{-6} ve diğer bütün terimler için yakınsama kriteri 1×10^{-5} altında olacak şekilde analizler yürütülmüştür.

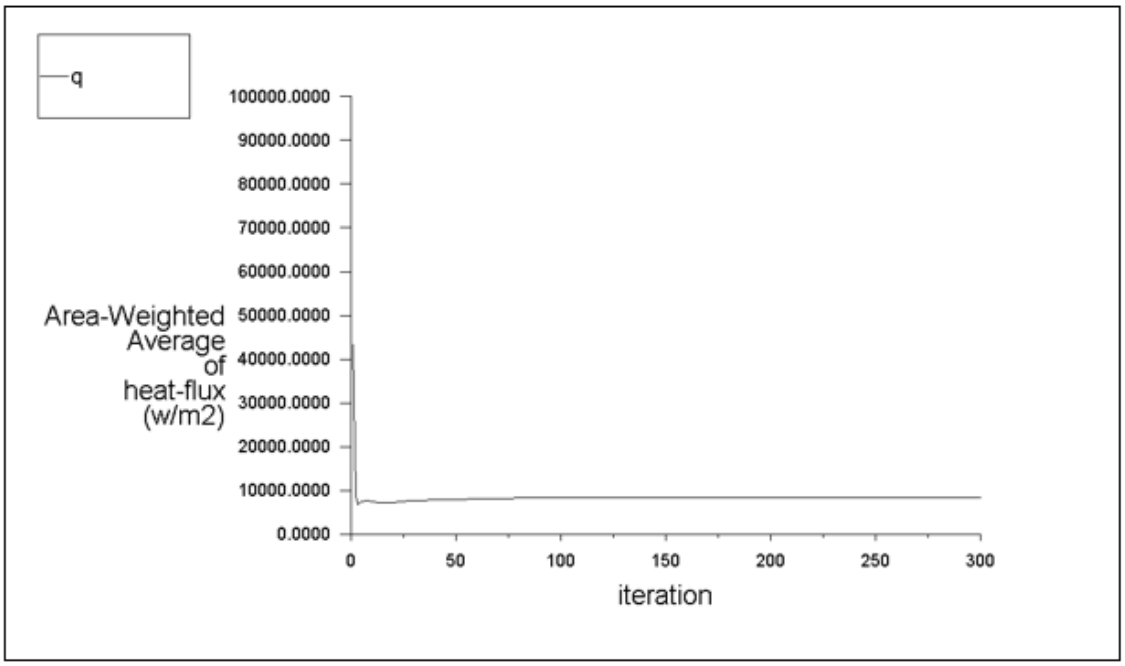
Yakınsama eğrileri 1:235 ölçekli kare tip kolektör için çatı açısı $\alpha=25^{o}$, rüzgârın kolektöre gelme yönü $\beta=0^{o}$ ve Reynolds sayısı Re=80 000 olması durumu için Şekil 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.7. Yakınsama eğrilerinin görünümü

Yakınsamanın sağlanması içi sadece kalıntı (residual) kontrolü yeterli değildir. Bu nedenle kolektör yüzeyinden olan ısı transferinin iterasyona bağlı değişimi de takip edilmiştir. Belli bir iterasyon sayısından sonra kolektör yüzeyindeki ısı akısının sabitlenmesi beklenmektedir.

Kolektör yüzeyindeki ısı akısının iterasyona bağlı değişimi, 1:235 ölçekli kare tip kolektör için çatı açısı $\alpha=25^{o}$, rüzgârın kolektöre gelme yönü $\beta=0^{o}$ ve Reynolds sayısı Re=80 000 olması durumu için Şekil 3.8'de verilmiştir.



Şekil 3.8. Kolektör yüzeyi üzerindeki ısı akısının iterasyon sayısı ile değişimi

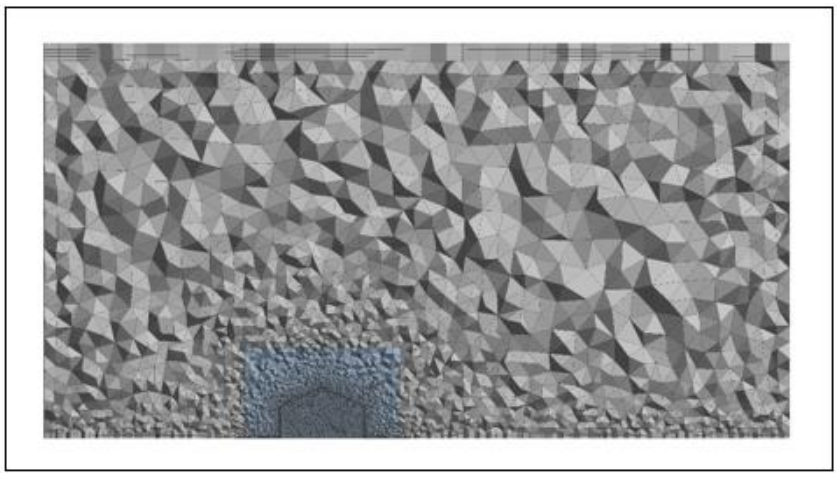
Şekil 3.8'de görüldüğü üzere iterasyon sayısı 100'den sonra kolektör yüzeyindeki ısı akısı sabitlemiştir.

3.6 Ağ (Hücre) Yapısı

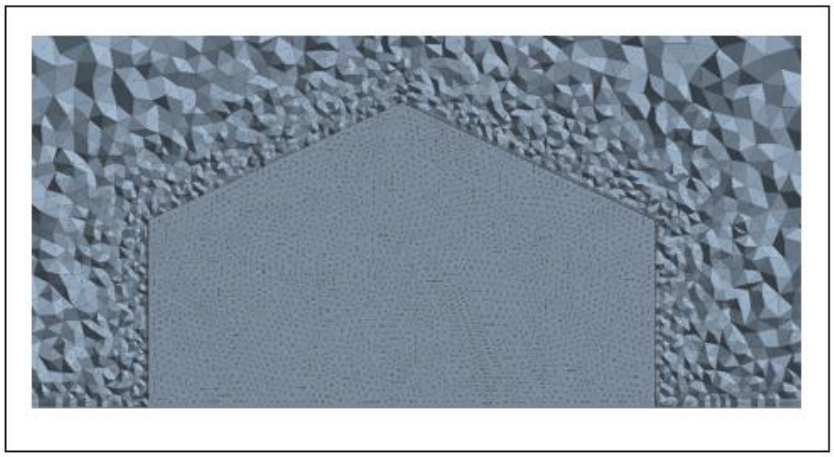
Modellenen farklı ölçekteki geometrilerde sayısal analizlerin gerçekleştirilebilmesi için sayısal ağ çalışması yapılmalıdır. Bu çalışma ANSYS Mesh programı ile gerçekleştirilmiştir. Modellenen akış hacmi içinde küçük kontrol hacimleri oluşturularak sınır şartlarındaki verilerin tüm hacme aktarması sağlanmıştır. Bu noktada çözümün doğruluğunu arttırmak adına duvar diplerine ve çözüm hacminde önemli fiziksel değişimler yaşanan bölgelere küçük boyutlu sayısal ağ atılmıştır. Belli bir büyüme oranıyla bu sayısal ağ tüm hacme yayılmıştır.

Çalışmada düzgün dörtyüzlü (tetrahedral) ve sınır tabaka sayısal ağı (wedge) elemanlar kullanılmıştır. Türbülanslı bir akış çözüleceğinden wedge elemanlar çözüm doğruluğu açısından önem arz etmektedir. Duvar dibi çözümü için Enhanced Wall Function kullanılmıştır. Y+ değeri 1 civarında tutulmuştur.

Kulllanılan sayısal ağın analizde kullanılabilmesi için belli kriterleri sağlaması da gerekmektedir. Maksimum skewness değeri 0,95'in altında, minimum ortagonal quality değeri ise 0.05'in üstünde olmalıdır. Yaptığımız çalışmada maksimum skewness değeri 0,84 minimum ortagonal quality değeri ise 0,12 olacak şekilde sayısal ağ çalışması gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.9'da çalışmada kullanılan sayısal ağın kesit görüntüleri verilmiştir.



(a)



(b)

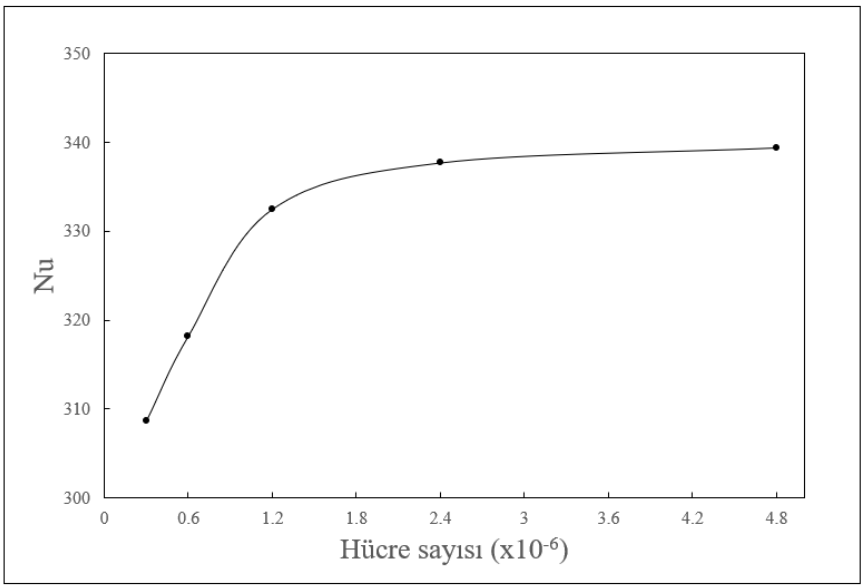
Şekil 3.9 (a) Hesaplama alanının orta düzleminde bir bölümün hücre yapısı (b) Evin yakınındaki hücre yapısı

3.6.1 Ağ yapısından bağımsızlık

Sayısal çalışma yapılırken sonuçların doğruluğunu birçok parametre etkilemektedir. Bu parametrelerden biri de kullanılan sayısal ağın sayısıdır. Belli bir sayısal ağ ile elde edilen sonuçlar tek başına bir anlam ifade etmemektedir. Bu nedenle aynı koşullar altında farklı

sayısal ağlar için defalarca analizler tekrarlanmalıdır. Elde edilen sonuçların değişimi sayısal ağ sayısı arttıkça ihmal edilebilir noktalara ulaştığında çözüm sayısal ağ yapısından bağımsız bir değerdedir. Analizde kullanılan herhangi bir parametre değiştiğinde de sayısal ağ bağımsızlaştırma işlemi tekrarlanmalıdır.

Mevcut çalışmada kare tip kolektör kullanılan 1:235 ölçekli model ev için için $\alpha=25^o$ çatı eğim açısında, $\beta=0^o$ rüzgârın kolektöre geliş açısında ve Re=80 000 olduğu durum için Şekil 3.10'da Nusselt sayısının sayısal ağa bağlı değişimi verilmiştir. 2,4 milyon hücre sayısı ile 4,8 milyon hücre sayısında elde edilen Nusselt değerleri arasındaki fark %0,5'tir. Bu nedenle 2,4 milyon sayısındaki sayısal ağ ile analizler yürütülmüştür.



Şekil 3.10. Nusselt sayısının hücre sayısı için değişimi

3.7 Hesaplanan Parametreler

Turgut (2001) deneysel çalışmasını kütle transferi ile gerçekleştirmiştir. Kolektör yüzeyinden konveksiyonla olan ısı transferini hesaplamak için önerdiği korelasyonları boyutsuz kütle geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü ile ifade etmiştir. Sayısal çalışma sonuçlarını ise deneysel sonuçlarla karşılaştırmak için boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü kullanılmıştır ve sayısal çalışma ile elde edilen korelasyonlar bu katsayı ile ifade edilmiştir. Böylece kütle transferi ve ısı transferi ile yapılan çalışmalar ortak bir katsayı cinsinden ifade edilmiştir.

Boyutsuz ısı geçiş katsayısı Colburn j-faktörü şu şekilde hesaplanır:

$$j = \frac{Nu}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}^{1/3}} \tag{3.29}$$

Boyutsuz ısı transferi katsayısı olan Nusselt sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$\mathrm{Nu} = \frac{hL}{k} \tag{3.30}$$

Burada h ($W/m^2 \cdot K$) kolektörün üst yüzeyindeki ortalama konveksiyon ısı transferi katsayısı olup şu şekilde hesaplanır:

$$h \equiv \frac{q''}{T_w - T_\infty} \tag{3.31}$$

Burada q'' (W/m^2) kolektör yüzeyindeki ısı akısıdır. T_w ve T_∞ (K) sırasıyla kolektör yüzey sıcaklığı ve çevredeki akışkan sıcaklığıdır.

Eşitlik (3.29)'da L (m) ve k ($W/m \cdot K$) sırasıyla kolektörün karakteristik uzunluğu (hidrolik çap) ve akışkanın (havanın) ısı iletim katsayısıdır. Kolektörün karakteristik uzunluğu şu şekilde hesaplanır:

$$L = \frac{4 \times Alan}{Çevre} \tag{3.32}$$

Reynolds sayısı Re şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho UL}{\mu} \tag{3.33}$$

Burada ρ (kg/m^3) havanın yoğunluğu, U (m/s) serbest akışkan hızı, L (m) kolektörün karakteristik uzunluğu ve μ ($kg/m \cdot s$) havanın dinamik viskozitesidir. Sayısal çalışmada

Reynolds sayısı 1:235 ölçekli kare kesitli kolektör için Re=16 000-80 000 dikdörtgen kesitli kolektör için ise Re=15 000-84 000 arasında değişmektedir.

Tam ölçekli (1:1) çalışmada kare kesitli kolektör için Re=24 000-1 700 000 dikdörtgen kesitli kolektör için Re= 25 000-1 600 000 arasında değişmektedir.

Akışkan özelliklerinin çözüm alanında sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiş olup, akışkan özellikleri film sıcaklığında $T_f = (T_\infty + T_w)/2$ alınmıştır. Burada T_∞ (K) serbest akışkan sıcaklığı ve T_w (K) kolektör yüzey sıcaklığıdır. Havanın Prandtl sayısı Pr≈0,71'dir.

4. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR

4.1. Kare Tip Kolektör

1:235 ölçekli model kare kolektör ve 1:1 tam ölçekli kare kolektör için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

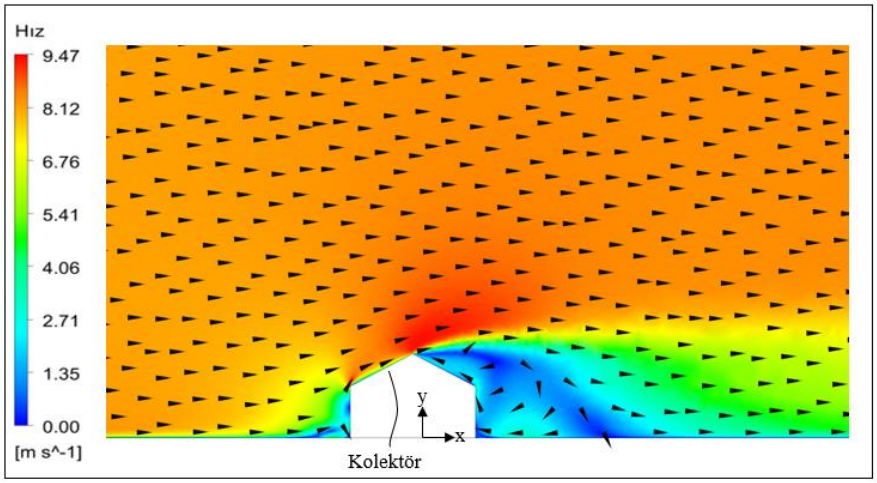
4.1.1. 1:235 ölçekli model tip kolektör için sonuçlar

1:235 ölçekli kare tip kolektör ile yapılan çalışmalar çatı eğim açısı $\alpha=25^o$ iken rüzgârın kolektöre 5 farklı açıdan ($\beta=0^o$, $\beta=45^o$, $\beta=90^o$, $\beta=135^o$, $\beta=180^o$) gelme durumu için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Çatı eğim açısı $\alpha=45^o$ durumunda ise sadece önden ($\beta=0^o$) gelme durumu için sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı 16 000 ile 80 000 arasında sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

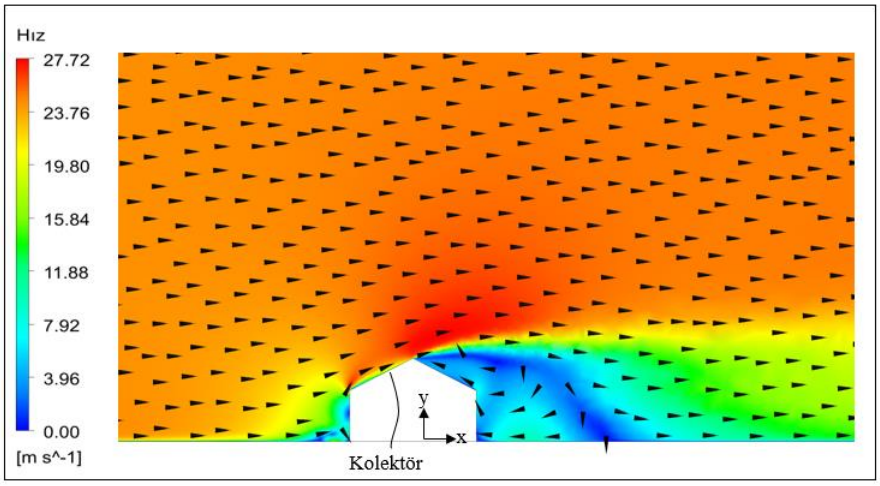
Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de 3 farklı Reynolds sayısı için rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda çatı açıları $\alpha=25^o$ ve $\alpha=45^o$ iken kesitte hız dağılımı ve vektörleri verilmiştir. Farklı hızlarda kolektöre gelen rüzgarlar ev etrafında benzer bir akış karakteristiği göstermektedir. Kolektörün arka bölgesinde düşük hız bölgesi oluşmakta ve vektörlerden de anlaşılacağı üzere girdaplar oluşmaktadır.

Rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda Reynolds sayısı arttıkça kolektöre çarpan rüzgârın hızı da artmaktadır. Şekil 4.3'te görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ısıl sınır tabaka da incelmektedir. Bu incelme nedeniyle konveksiyonla ısı kaybı da artmaktadır. Şekil 4.4'te rüzgârın kolektöre arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumu için farklı Reynolds sayılarında sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Rüzgârın önden ($\beta=0^o$) gelme durumuna göre ısıl sınır tabaka kalınlığı daha fazladır. Bu nedenle rüzgârın kolektöre arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumunda önden ($\beta=0^o$) gelme durumuna göre ısı kaybı daha düşüktür.

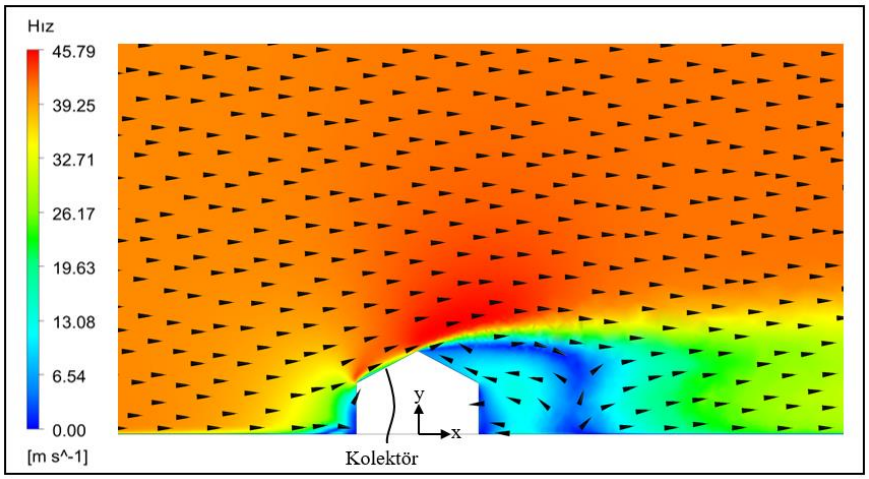
Çatı açısı $\alpha=45^o$ için rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda Şekil 4.5'te görüldüğü gibi çok ince bir ısıl sınır tabaka oluşmaktadır. Bu ısıl sınır tabaka Reynolds sayısı arttıkça daha da incelmektedir.



(a)

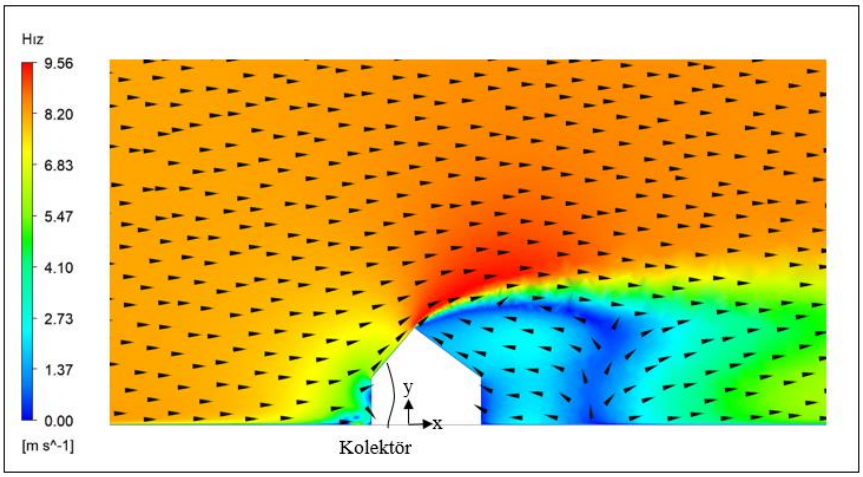


(b)

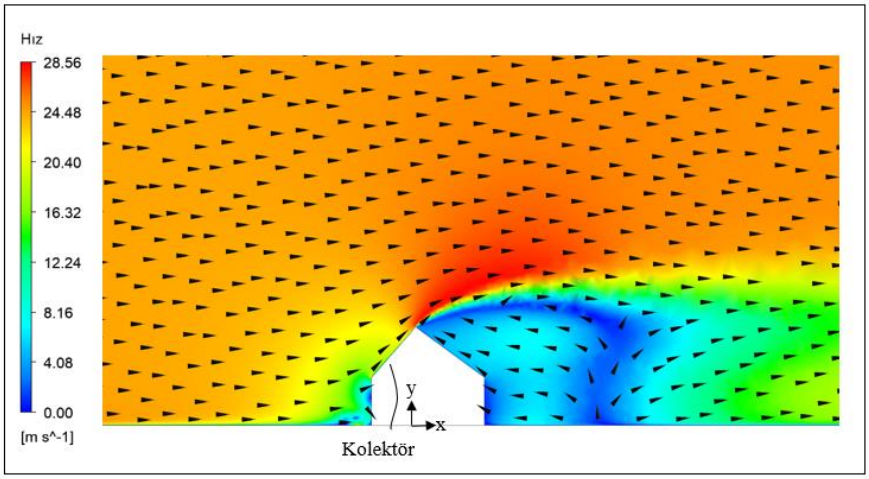


(c)

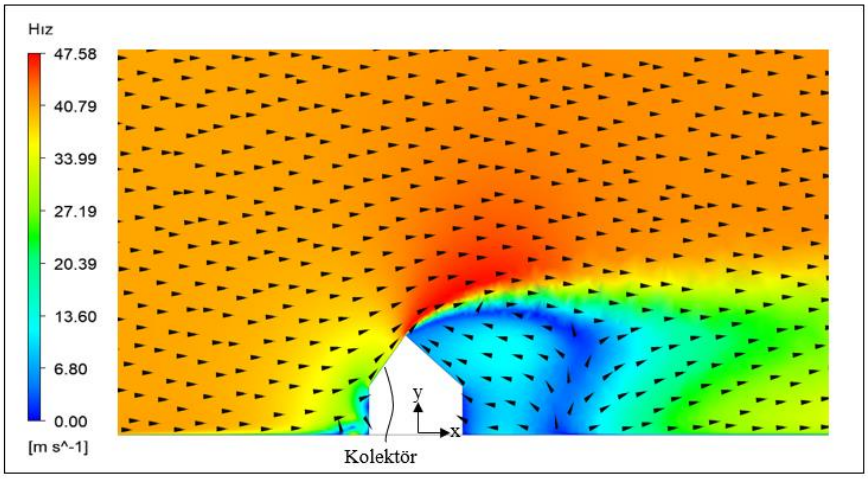
Şekil 4.1. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000



(a)

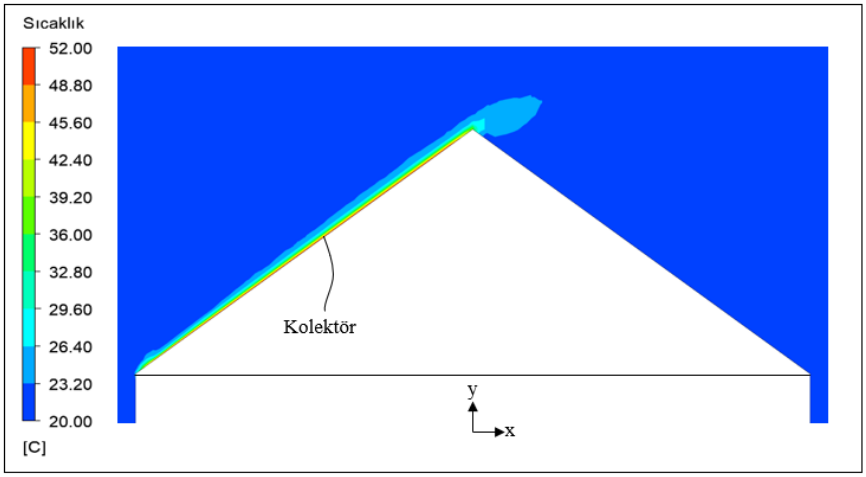


(b)

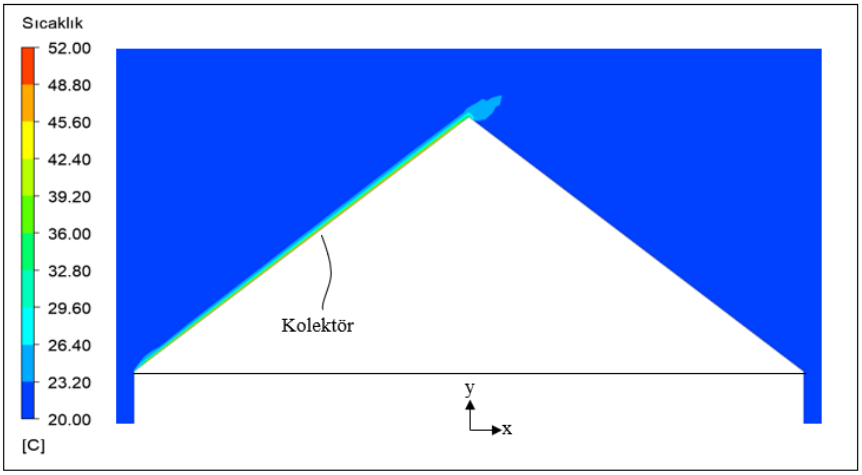


(c)

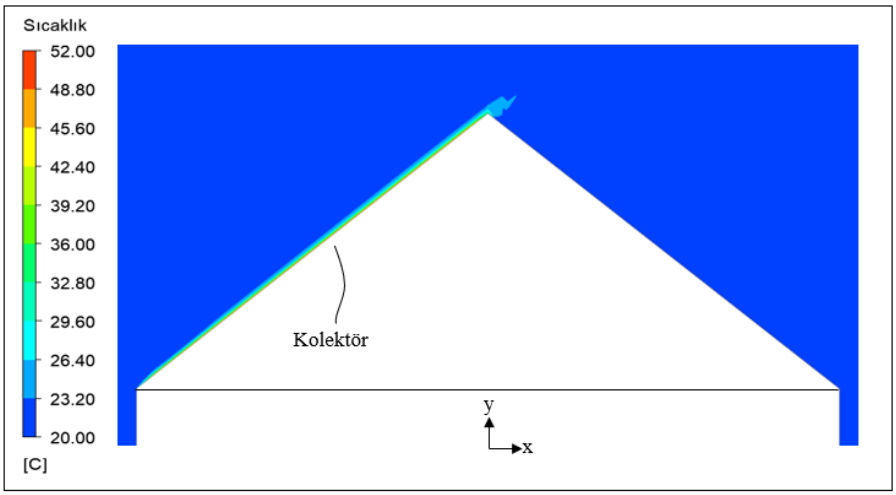
Şekil 4.2. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000



(a)

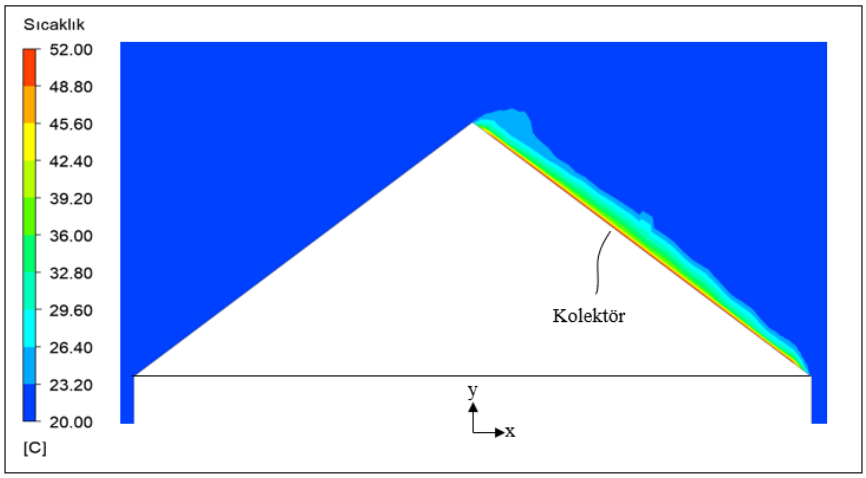


(b)

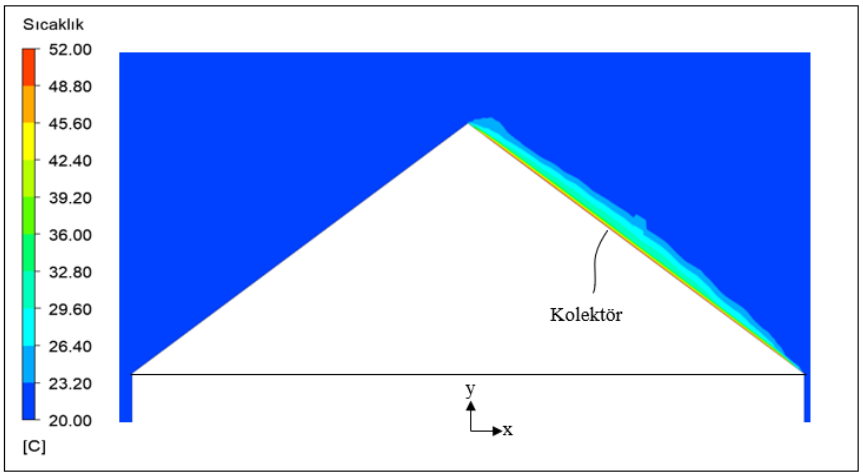


(c)

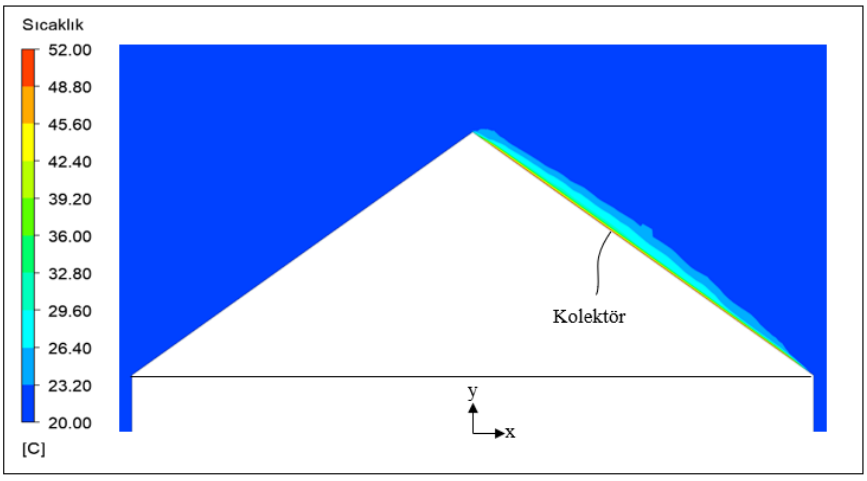
Şekil 4.3. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000



(a)

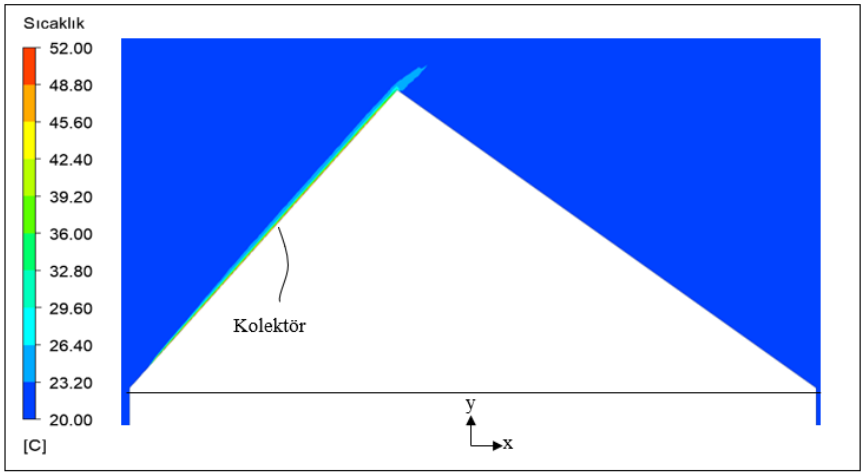


(b)

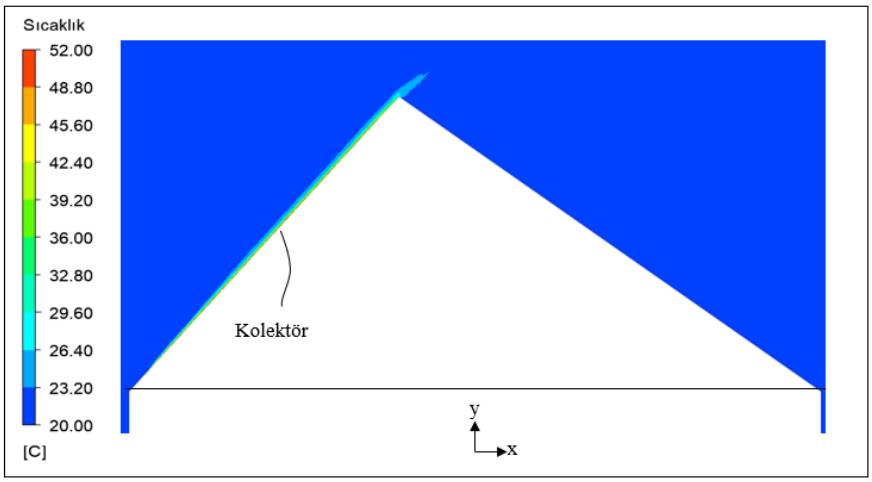


(c)

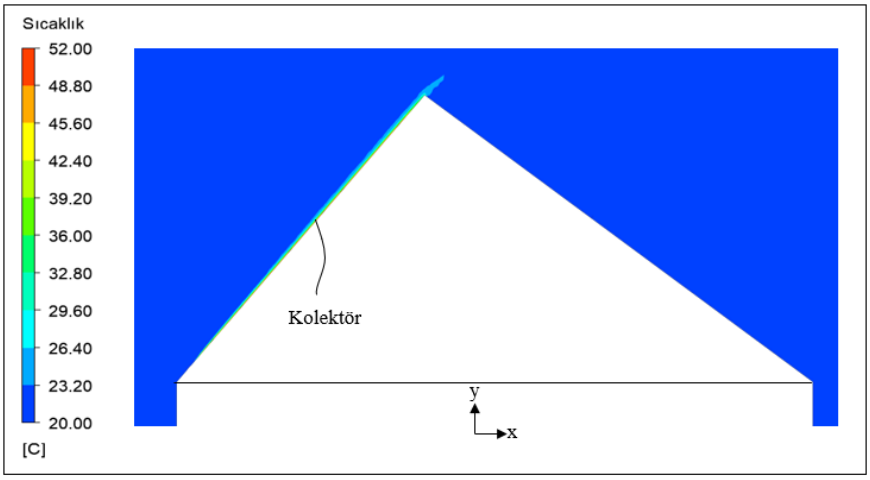
Şekil 4.4. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.5. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=16000, (b) Re=48000, (c) Re=80000

1:235 ölçekli model evin üzerine yerleştirilen kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında, rüzgârın kolektöre 5 farklı yönden (β=0º, β=45º, β=90º, β=135º, β=180º) gelme durumları için mevcut sayısal sonuçlar boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde sırasıyla Şekil 4.6-4.10'da verilmiştir. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile kıyaslanması amacıyla Turgut (2001)'un deneysel sonuçları da Şekil 4.6-4.10'da verilmiştir.

Sayısal çözüm sonuçları 1:235 ölçekli model ev için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın kolektöre 5 farklı açı gelme durumu için elde edilen korelasyonlar sırasıyla Eş. 4.1-4.5 ile verilmiştir:

$$j = 1{,}145\,\mathrm{Re}^{-0{,}5} \qquad (\alpha=25^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \qquad (4.1)$$

$$j = 1{,}201\,\mathrm{Re}^{-0{,}5} \qquad (\alpha=25^\circ, \beta=45^\circ \text{ için}) \qquad (4.2)$$

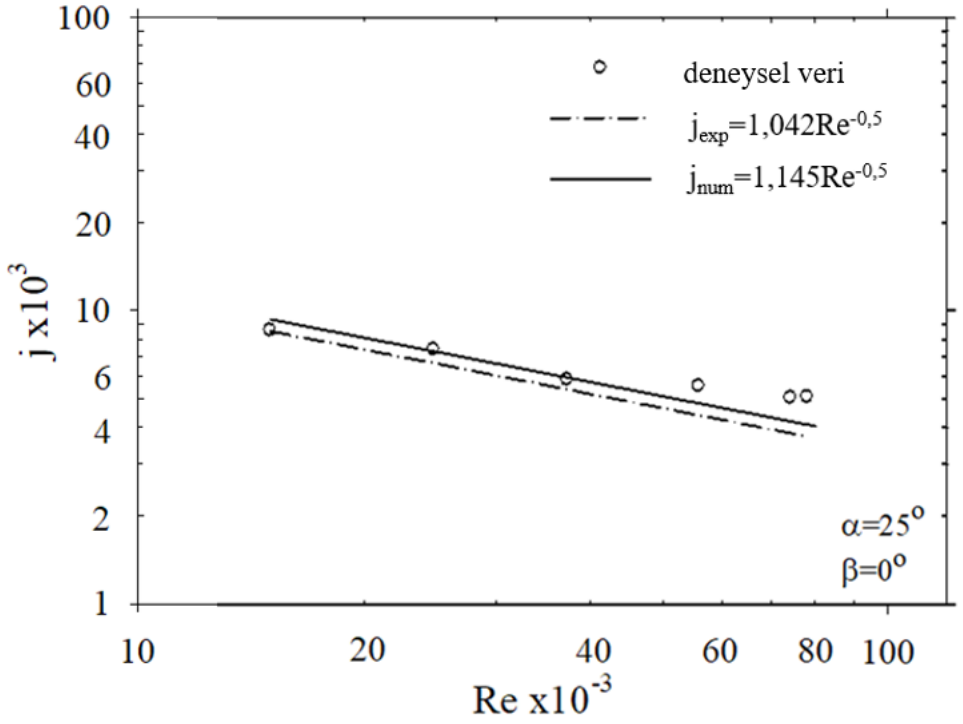
$$j = 0{,}674\,\mathrm{Re}^{-0{,}5} \qquad (\alpha=25^\circ, \beta=90^\circ \text{ için}) \qquad (4.3)$$

$$j = 0{,}629\,\mathrm{Re}^{-0{,}5} \qquad (\alpha=25^\circ, \beta=135^\circ \text{ için}) \qquad (4.4)$$

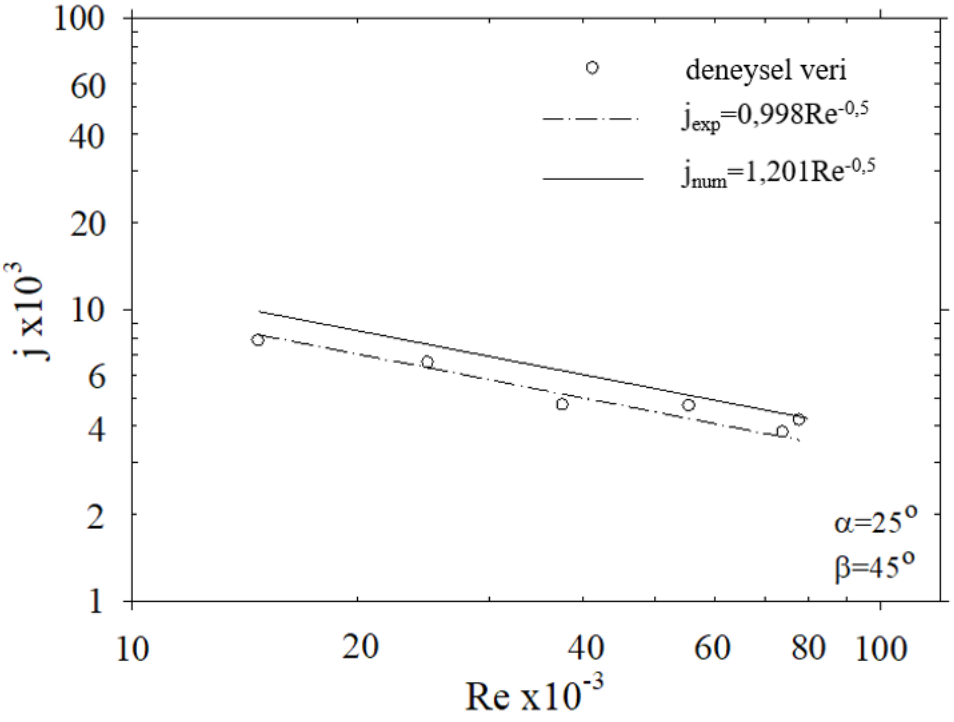
$$j = 0{,}615\,\mathrm{Re}^{-0{,}5} \qquad (\alpha=25^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \qquad (4.5)$$

Eş. 4.1-4.5 Reynolds sayısının 16 000≤Re≤80 000 aralığındaki değerler için elde edilmiştir. Eş. 4.1-4.5'te görüldüğü üzere kolektörün üst yüzeyinden olan ısı kaybı en fazla rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumunda meydana gelmektedir. En az ısı kaybı ise rüzgârın kolektöre arkadan (β=180º) gelme durumunda meydana gelmektedir. Rüzgârın kolektöre gelme açısı olan β açısının artması ile kolektörün üst yüzeyinden olan ısı kaybın azaldığı görülmektedir. Ayrıca Eş. 4.1 ve Eş. 4.5'in kıyaslanmasında görüldüğü üzere rüzgârın kolektöre önden β=0º gelme durumundaki kolektörün üst yüzeyinden olan ısı kaybı rüzgârın kolektöre arkadan β=180º gelme durumundakine göre yaklaşık %85 daha fazladır.

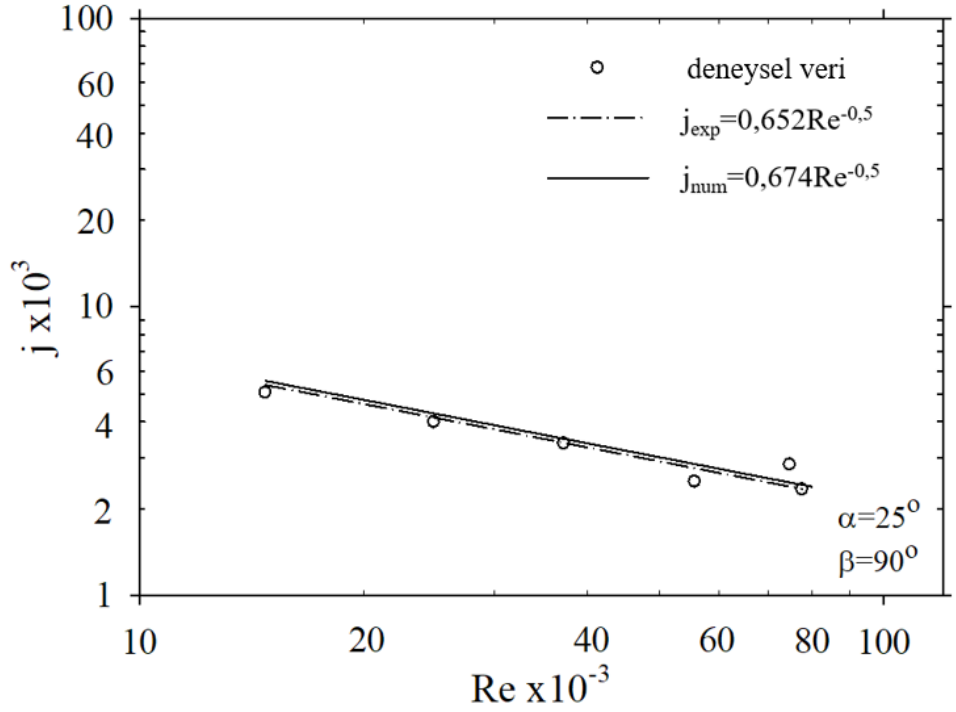
Mevcut sayısal çalışma sonuçları Turgut (2001)'un deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır. Mevcut sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olduğu söylenebilir.



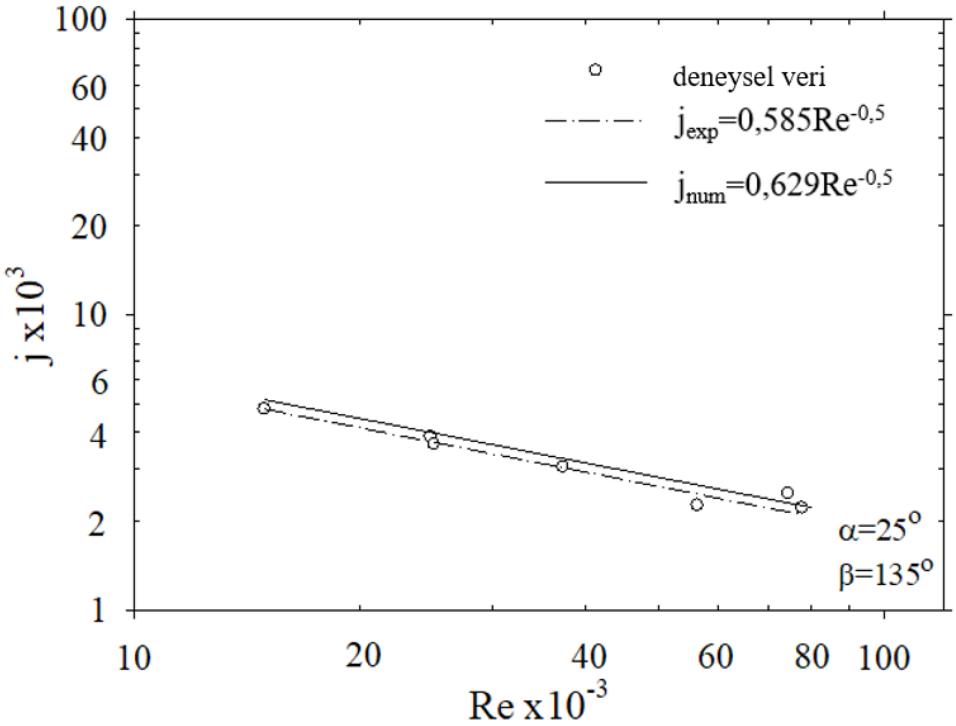
Şekil 4.6. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



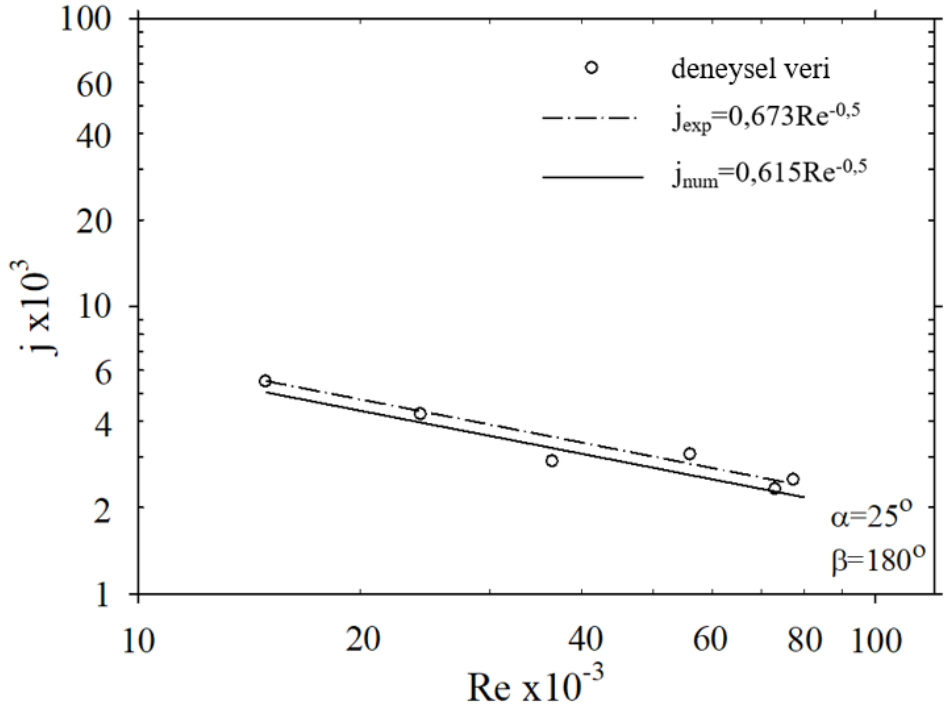
Şekil 4.7. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=45º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.8. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=90º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



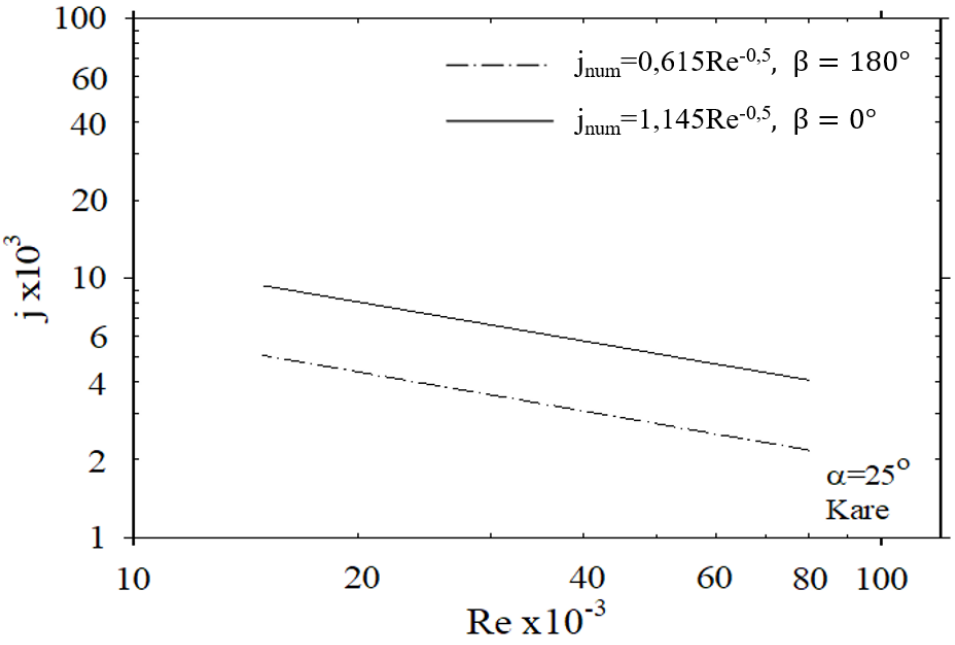
Şekil 4.9. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=135º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



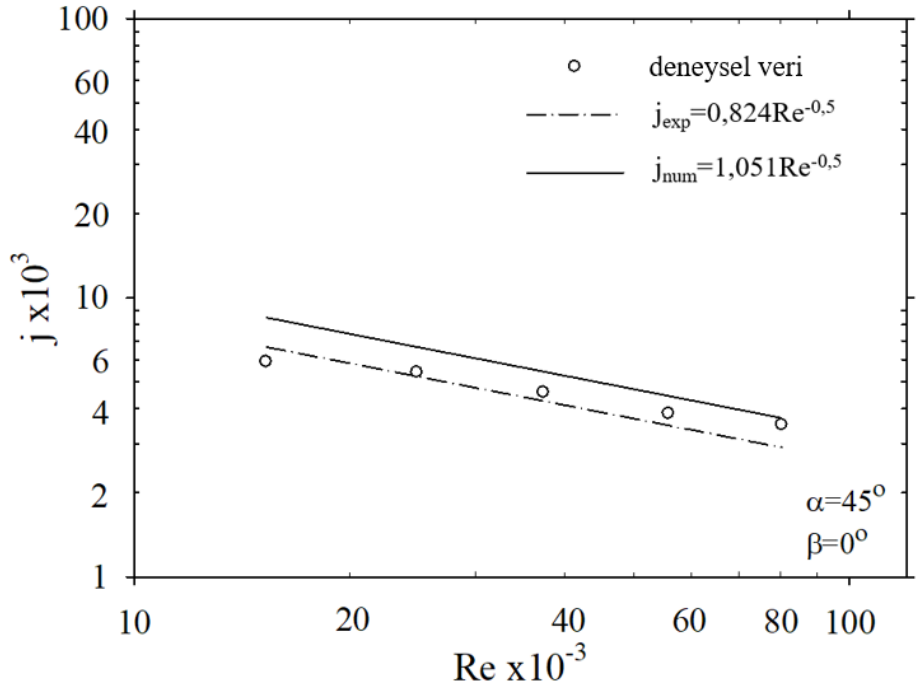
Şekil 4.10. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.11'de rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumu ile rüzgârın kolektöre arkadan (β=180º) gelme durumu α=25º çatı eğim açısı için karşılaştırılmıştır. Isı kaybının rüzgârın önden gelme durumunda %86 daha fazla olduğu gözükmektedir.

Şekil 4.12'de rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumu için α=45º çatı eğim açısında deneysel ve sayısal çalışma karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçlarına göre yüksek olduğu gözükmektedir. Fakat Reynolds sayısına bağlı değişimi tutarlı gözükmektedir.

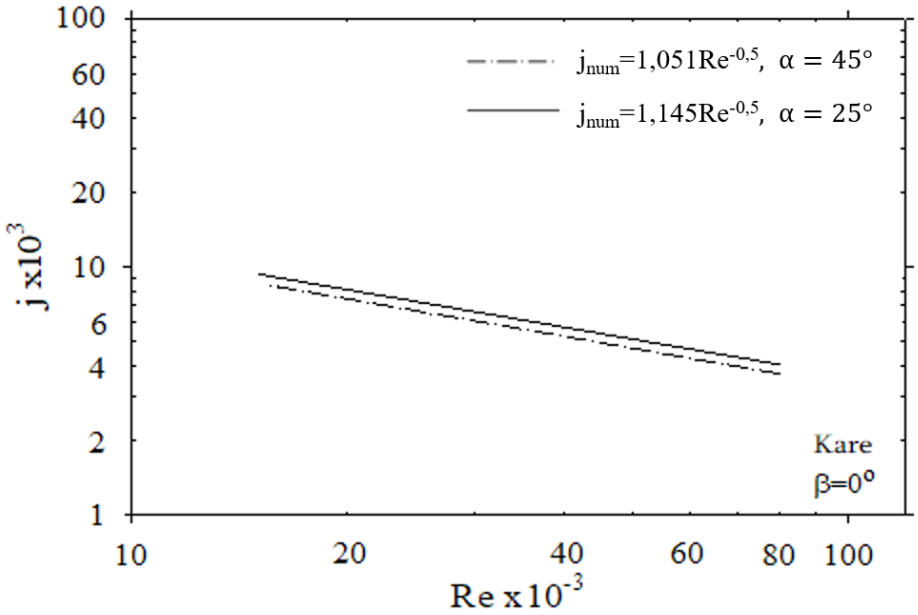


Şekil 4.11. Kare tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın önden ve arkadan gelmesi durumlarındaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.12. Kare tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.13'te çatı eğim açıları karşılaştırılmıştır. Çatı eğim açısı α=25º için kolektörden olan ısı kaybı α=45º'e göre %9 daha fazla olduğu gözükmektedir.



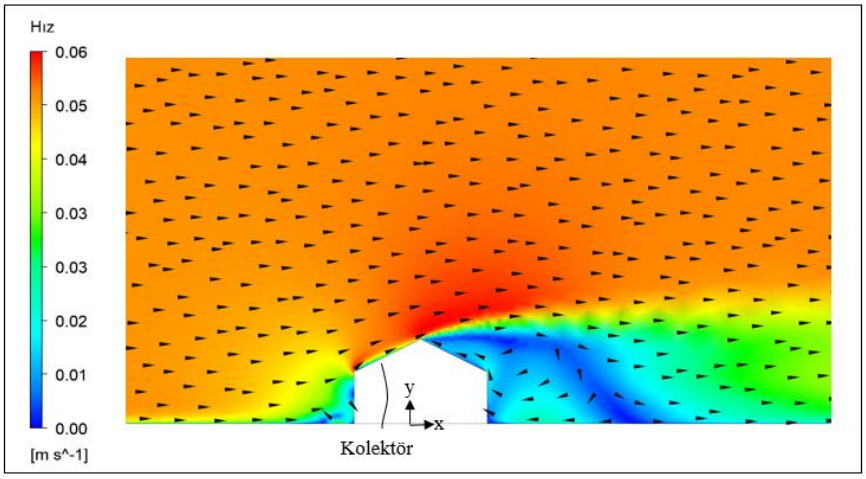
Şekil 4.13. Kare tip model kolektör için çatı eğim açısının Colburn j-faktörü üzerindeki etkisi

4.1.2. Tam ölçekli (1:1) kolektör için sonuçlar ve ölçeğin etkisinin incelenmesi

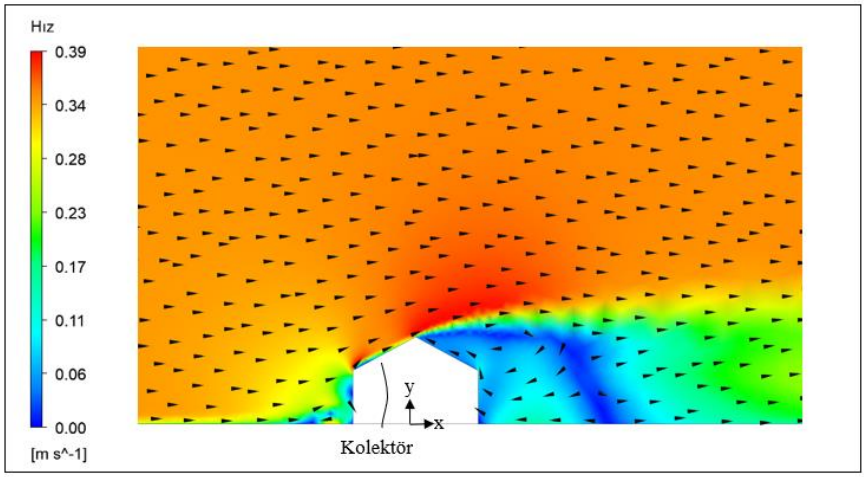
1:1 tam ölçekte kare kolektör için sayısal çalışma Reynolds sayısının Re=24 000-1 728 000 aralığındaki değerlerinde çatı eğim açısının $\alpha=25^o$ ve rüzgârın kolektöre geliş açısının rüzgârın kolektöre önden gelme durumu ($\beta=0^o$) ve rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumu ($\beta=180^o$) için gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.14'te 1:1 tam ölçekli kolektör için 3 farklı Reynolds sayısında rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda çatı açıları $\alpha=25^o$ iken kesitte hız dağılımı ve vektörleri verilmiştir. Kolektörün arka bölgesinde düşük hız bölgesi oluşmakta ve vektörlerden de anlaşılacağı üzere girdaplar oluşmaktadır.

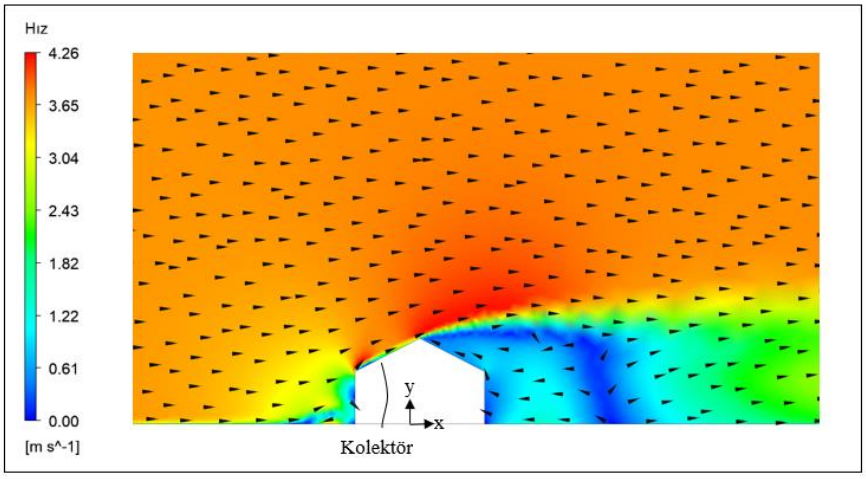
1:1 tam ölçekli kare kolektör için çatı eğim açısının $\alpha=25^o$ olduğu ve rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) ve arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumları için sıcaklık dağılımları Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir. Isıl sınır tabaka Reynolds sayısının artması ile daha ince bir yapı oluşturmaktadır. Rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) ve arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumları karşılaştırıldığında ise önden gelme durumunda daha ince bir sıcaklık sınır tabakasının olduğu ve bu sebeple daha çok ısı kaybı gerçekleşeceği görülmektedir.



(a)

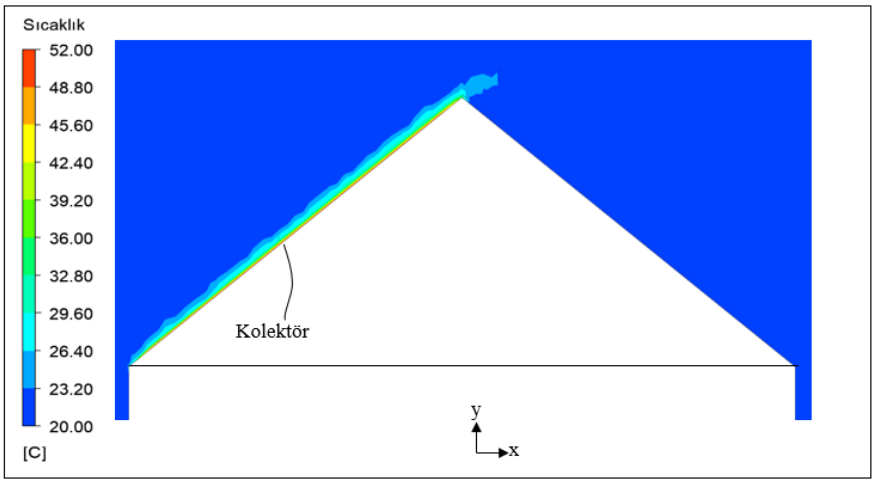


(b)

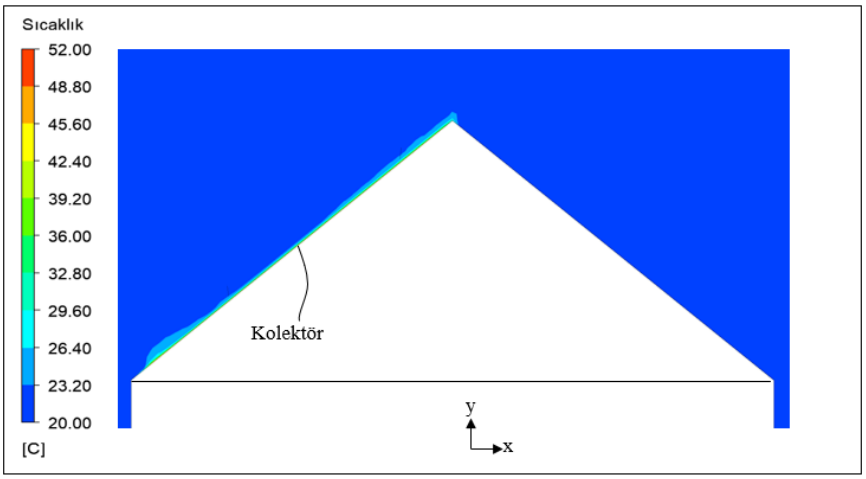


(c)

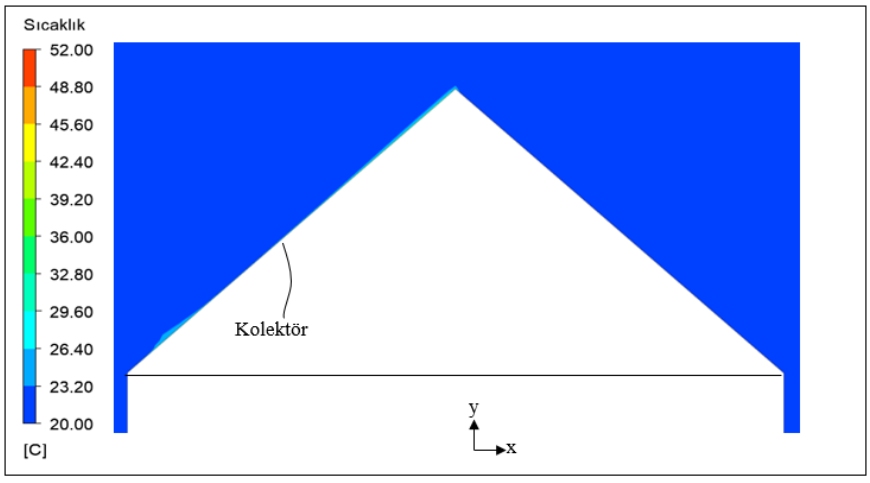
Şekil 4.14. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000



(a)

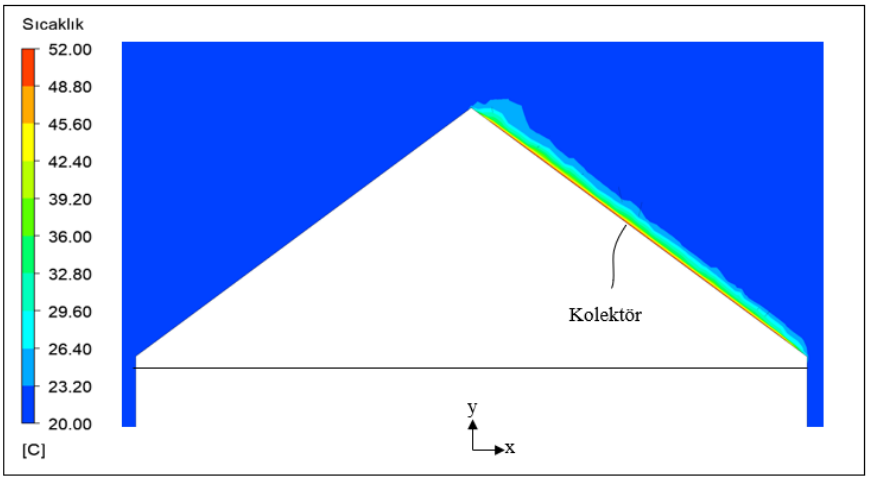


(b)

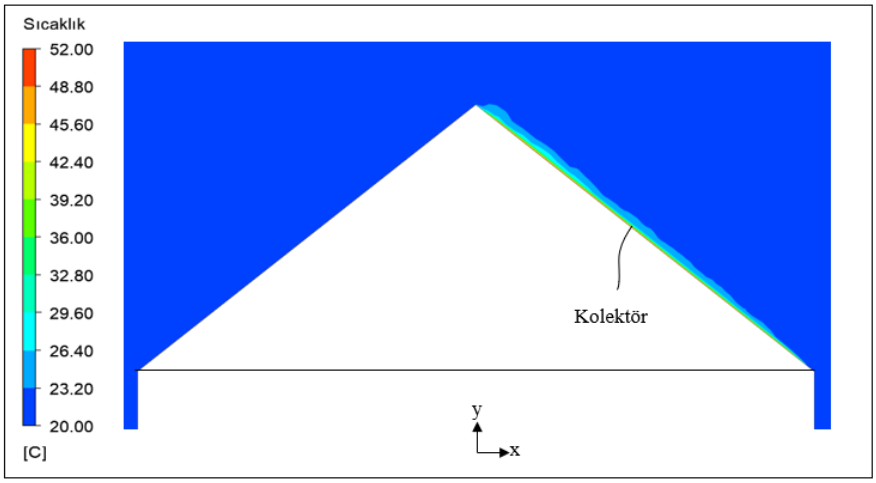


(c)

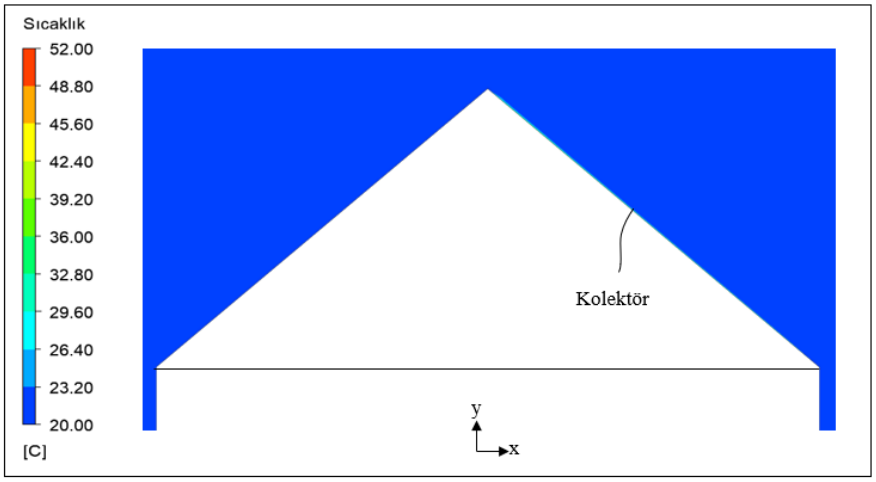
Şekil 4.15. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.16. 1:1 Tam ölçekli kare tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=24000, (b) Re=160000, (c) Re=1728000

Kare tip 1:1 tam ölçekli α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısı için elde edilen eşitlikler:

$$j = 1,232\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (24\,000 \leq \mathrm{Re} \leq 80\,000) \qquad (4.6)$$

$$j = 2,141 \times 10^{-3} + 2,479\,\mathrm{Re}^{-0,6080} \qquad (24\,000 \leq \mathrm{Re} \leq 1\,780\,000) \qquad (4.7)$$

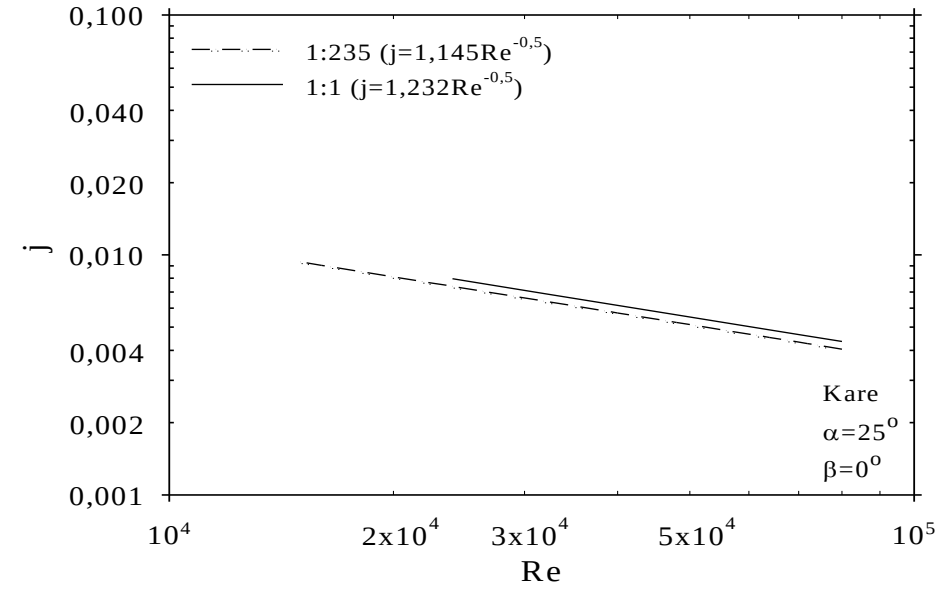
1:1 tam ölçekli kolektör için yapılan sayısal çalışma ile 1:235 ölçekli model kolektör için yapılan sayısal çalışma Şekil 4.17 (a)'da kıyaslanmış ve sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. 1:235 ölçekli model kolektörden elde edilen korelasyon ekstrapolasyon ile daha yüksek Reynolds sayıları için kullanıldığında ise Şekil 4.17 (b)'de görüldüğü üzere 1:1 tam ölçekli kolektör ile elde edilen sonuçlardan uzaklaşmaktadır.

Kare tip 1:1 tam ölçekli α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısı için elde edilen eşitlikler:

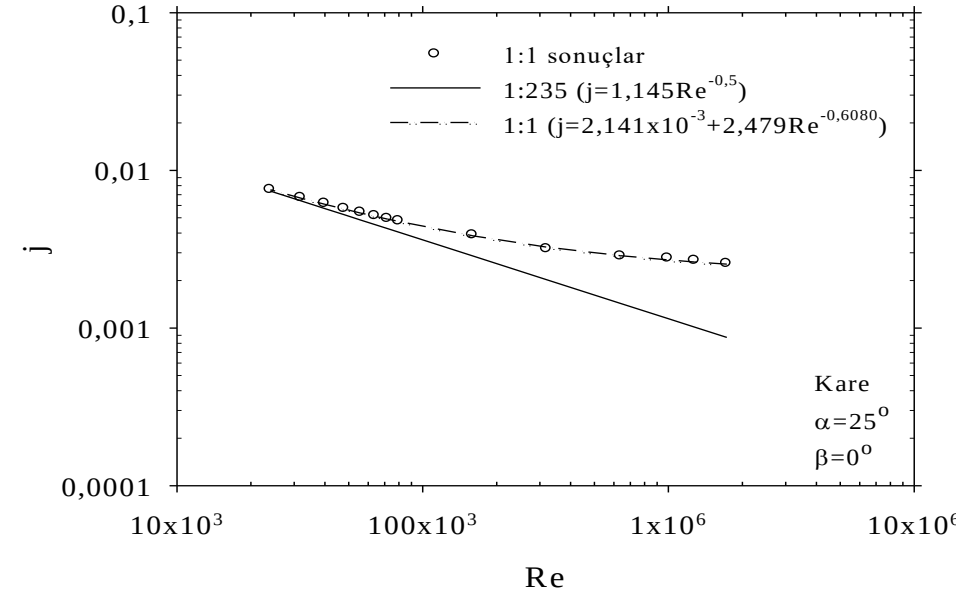
$$j = 0,578\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (24\,000 \leq \mathrm{Re} \leq 80\,000) \qquad (4.8)$$

$$j = 1,129 \times 10^{-3} + 10,23\,\mathrm{Re}^{-0.8198} \qquad (24\,000 \leq \mathrm{Re} \leq 1\,780\,000) \qquad (4.9)$$

1:1 tam ölçekli kolektör için yapılan sayısal çalışma ile 1:235 ölçekli model kolektör için yapılan sayısal çalışma Şekil 4.18 (a)'da kıyaslanmış ve sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. 1:235 ölçekli model kolektörden elde edilen korelasyon ekstrapolasyon ile daha yüksek Reynolds sayıları için kullanıldığında ise Şekil 4.18 (b)'de görüldüğü üzere 1:1 tam ölçekli kolektör ile elde edilen sonuçlardan uzaklaşmaktadır.

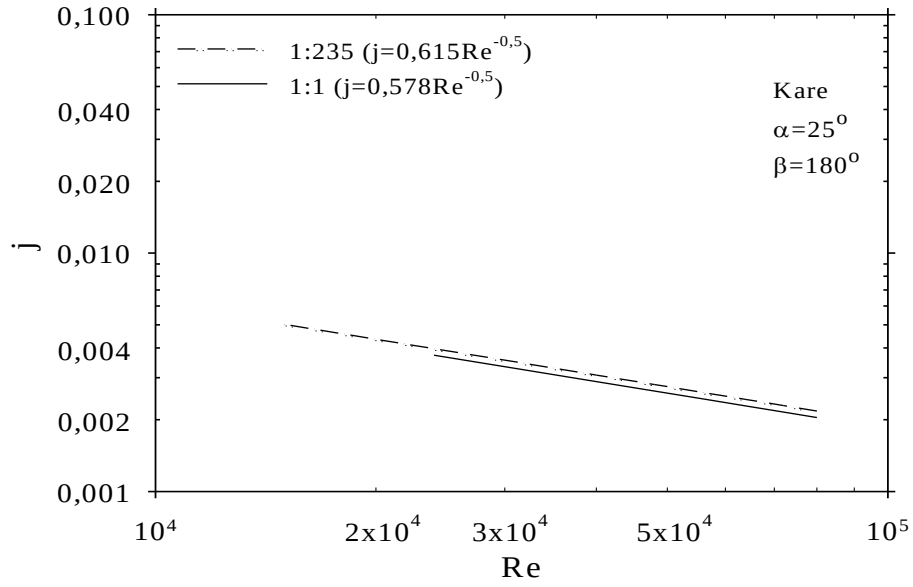


(a)

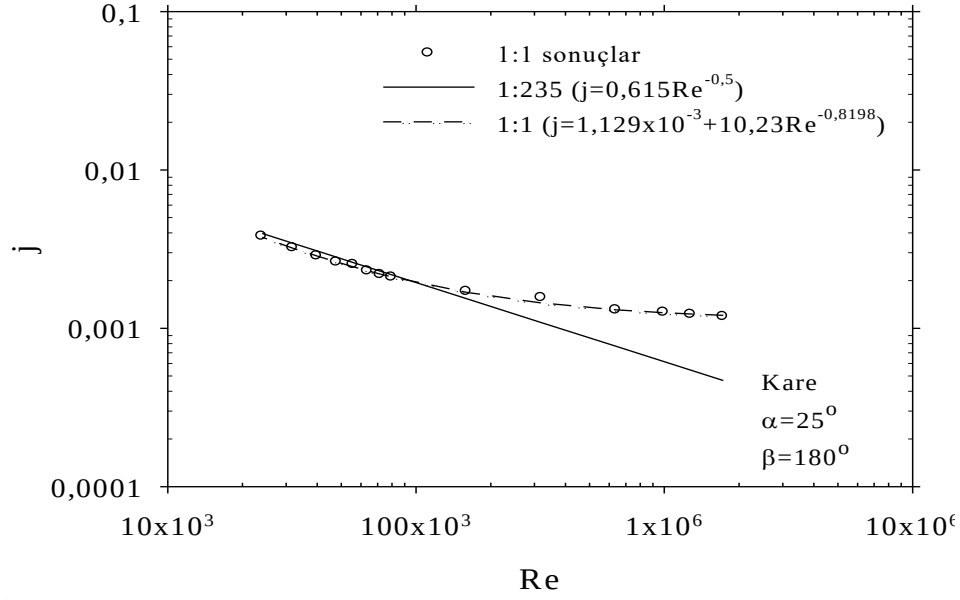


(b)

Şekil 4.17. Kare tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=0º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 16000≤Re≤80000 (b) 24000≤Re≤1780000



(a)



(b)

Şekil 4.18. Kare tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=180º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 16000≤Re≤80000 (b) 24000≤Re≤1780000

4.2. Dikdörtgen Kolektör

1:235 ölçekli model dikdörtgen kolektör ve 1:1 tam ölçekli kare kolektör için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

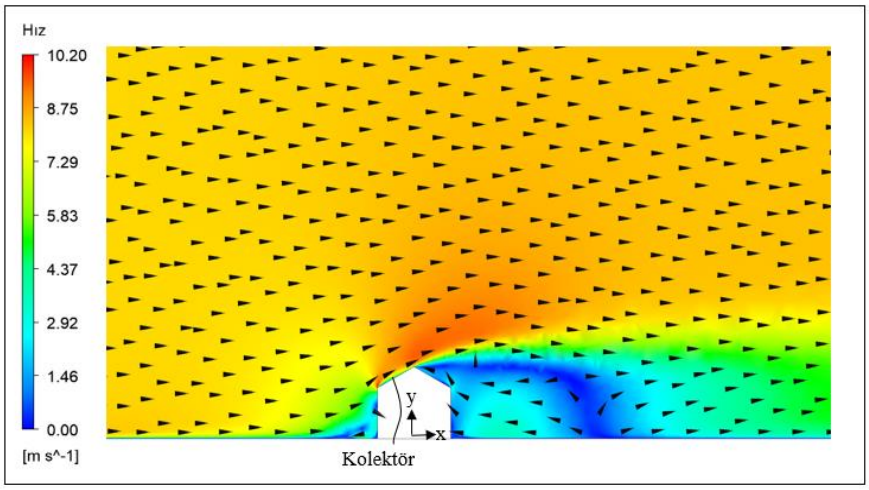
4.2.1. 1:235 ölçekli model kolektör sonuçlar

1:235 ölçekli dikdörtgen tip kolektör ile yapılan çalışmalar çatı eğim açısı α=25º iken rüzgârın kolektöre 5 farklı açıdan (β=0º, β=45º, β=90º, β=135º, β=180º) gelme durumu için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Çatı eğim açısı α=45º durumunda ise sadece önden (β=0º) gelme durumu için sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı 15 331 ile 84 596 arasında sayısal çalışmalar yürütülmüştür.

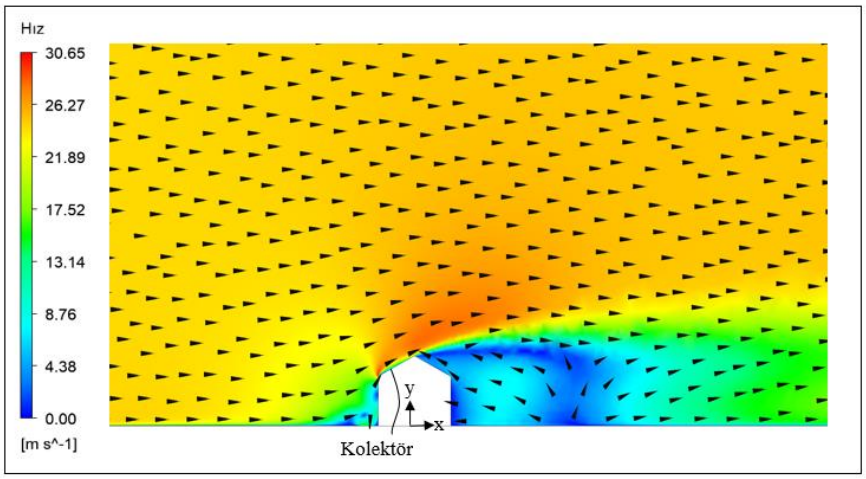
Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de 3 farklı Reynolds sayısı için rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumunda çatı açıları α=25º ve α=45º iken kesitte hız dağılımı ve vektörleri verilmiştir. Farklı hızlarda kolektöre gelen rüzgarlar ev etrafında benzer bir akış karakteristiği göstermektedir. Kolektörün arka bölgesinde düşük hız bölgesi oluşmakta ve vektörlerden de anlaşılacağı üzere girdaplar oluşmaktadır.

Rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumunda Reynolds sayısı arttıkça kolektöre çarpan rüzgârın hızı da artmaktadır. Şekil 4.21'de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ısıl sınır tabaka da incelmektedir. Bu incelme nedeniyle konveksiyonla ısı kaybı da artmaktadır. Şekil 4.22'de rüzgârın kolektöre arkadan (β=180º) gelme durumu için farklı Reynolds sayılarında sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Rüzgârın önden (β=0º) gelme durumuna göre ısıl sınır tabaka kalınlığı daha fazladır. Bu nedenle rüzgârın kolektöre arkadan (β=180º) gelme durumunda önden (β=0º) gelme durumuna göre ısı kaybı daha düşüktür.

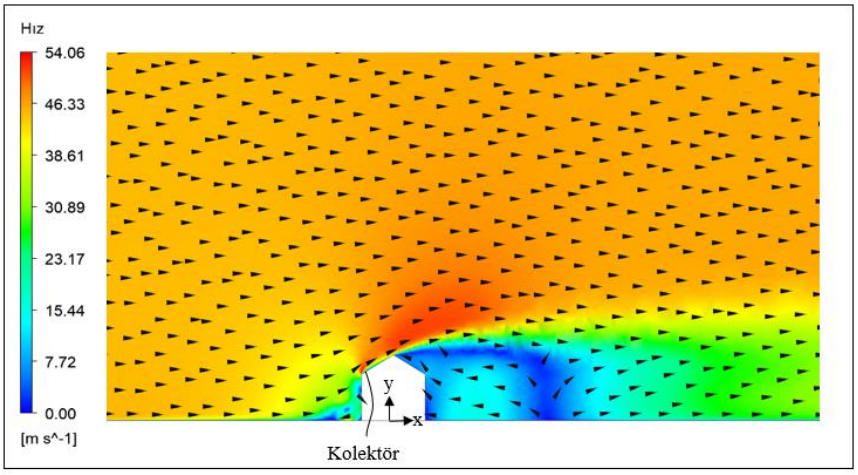
Çatı açısı α=45º için rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumunda Şekil 4.23'de görüldüğü gibi çok ince bir ısıl sınır tabaka oluşmaktadır. Reynolds sayısı arttıkça ısıl sınır tabakanın daha da inceldiği görülmektedir.



(a)

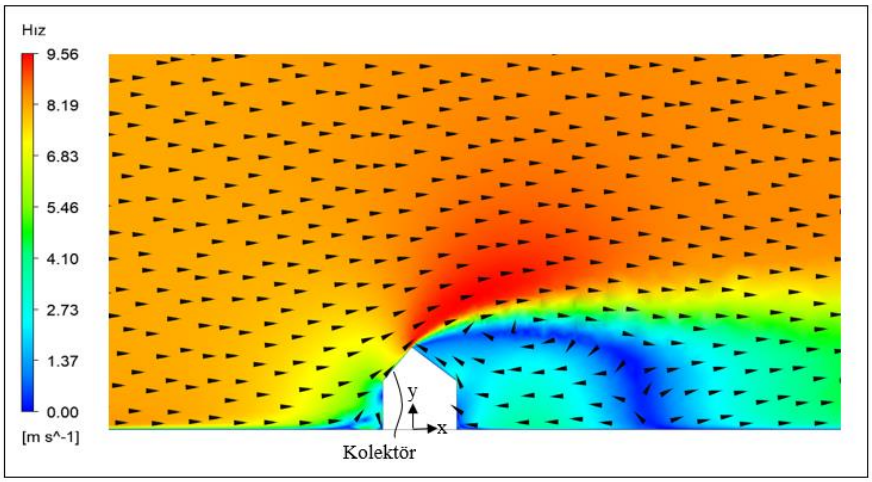


(b)

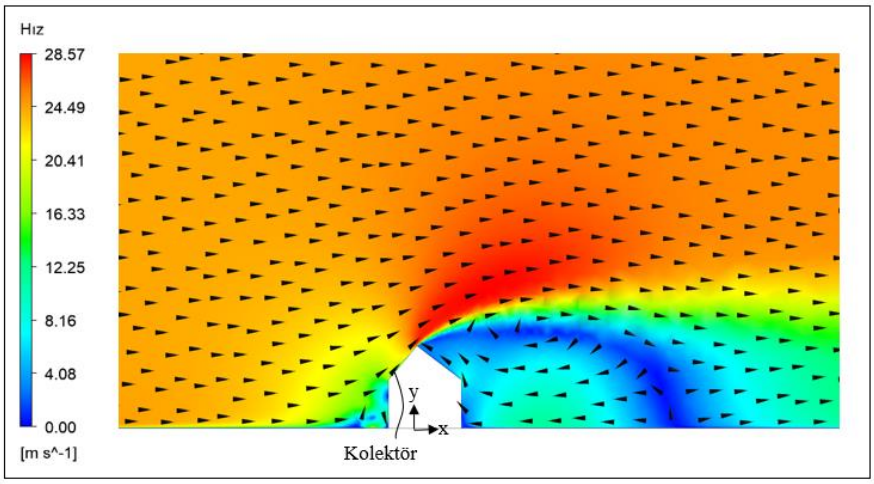


(c)

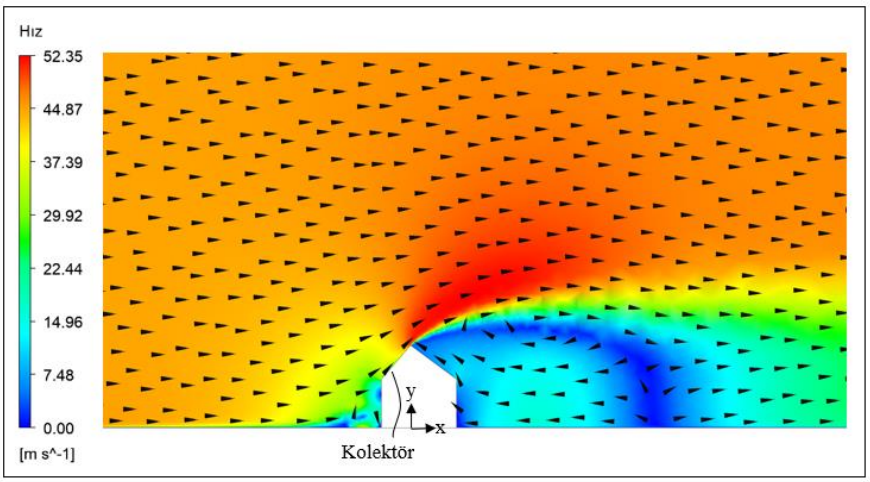
Şekil 4.19. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596



(a)

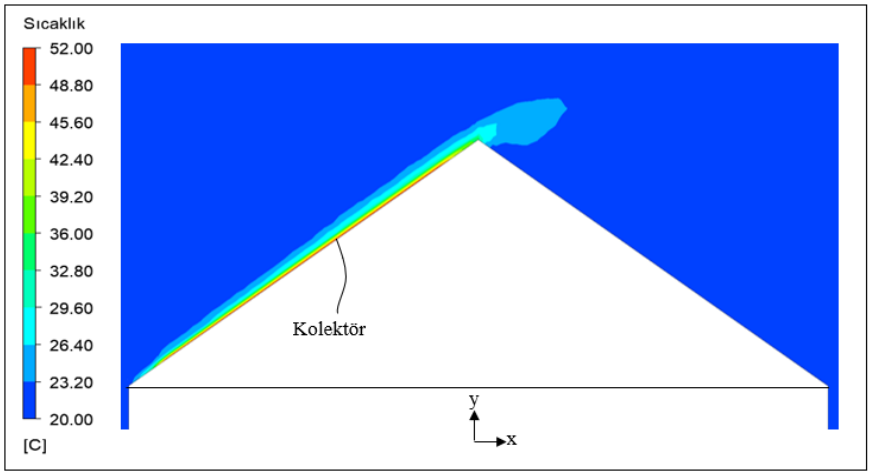


(b)

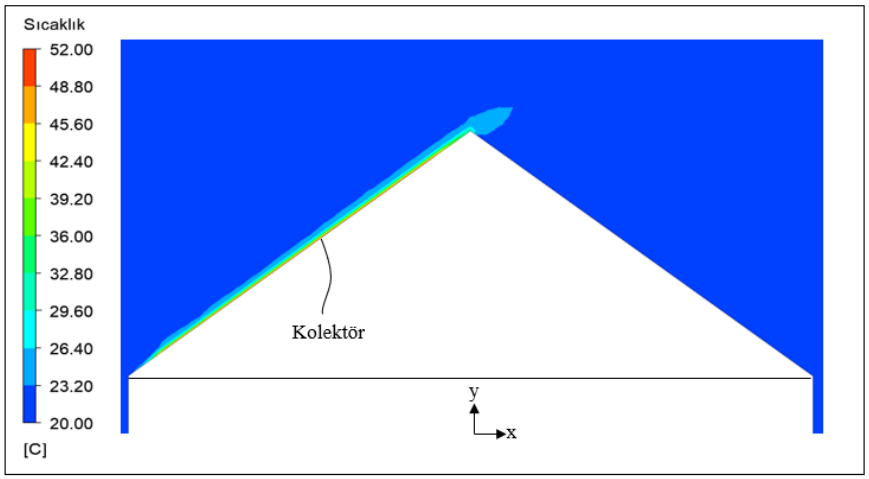


(c)

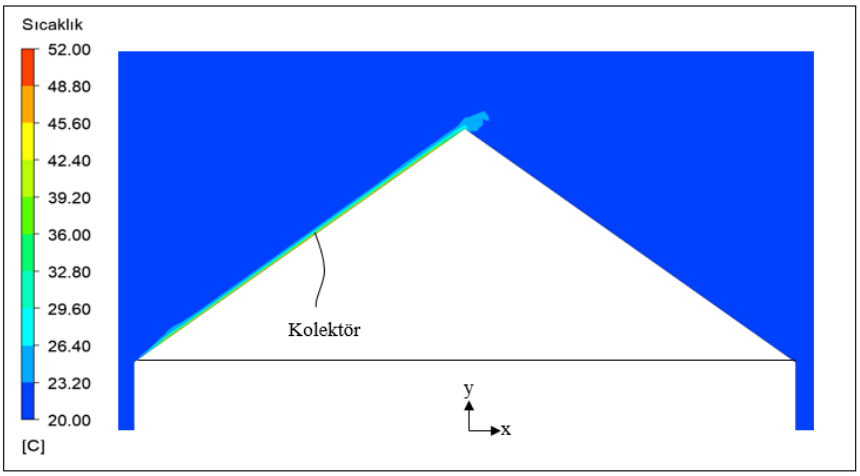
Şekil 4.20. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596



(a)

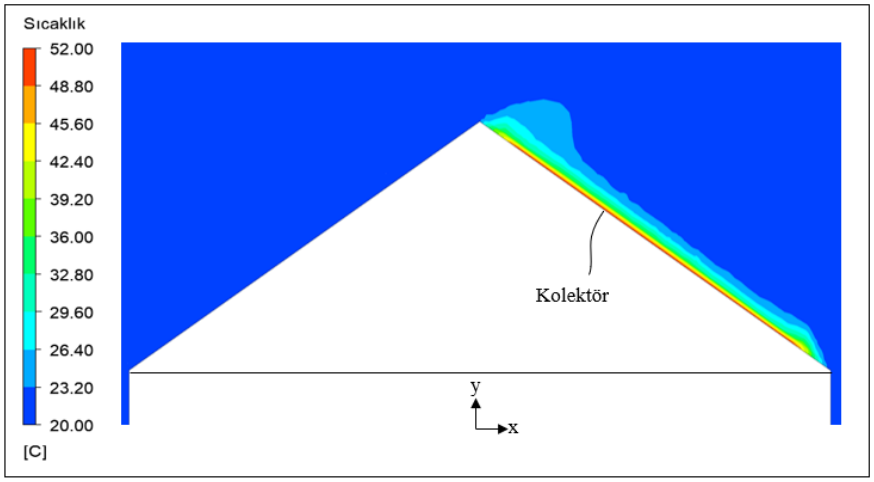


(b)

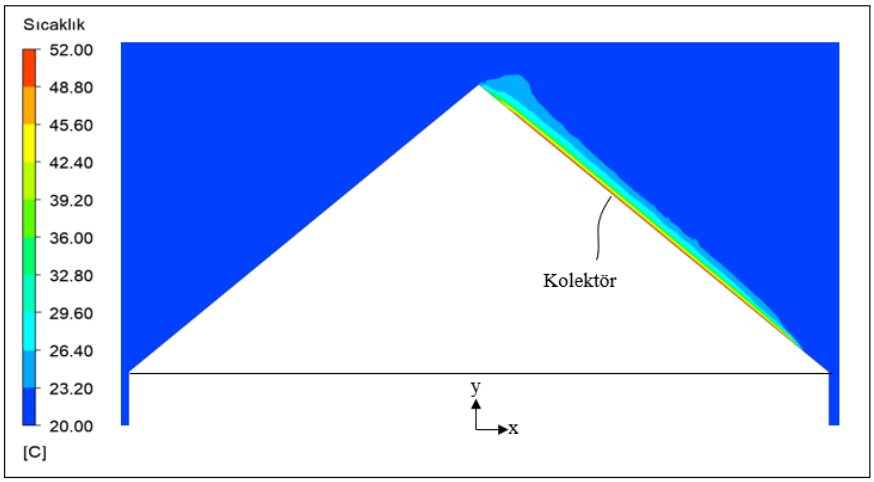


(c)

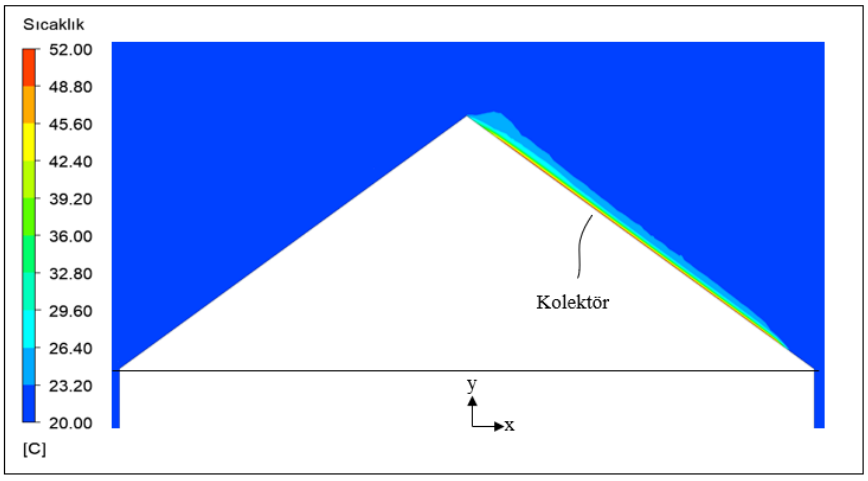
Şekil 4.21. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596



(a)

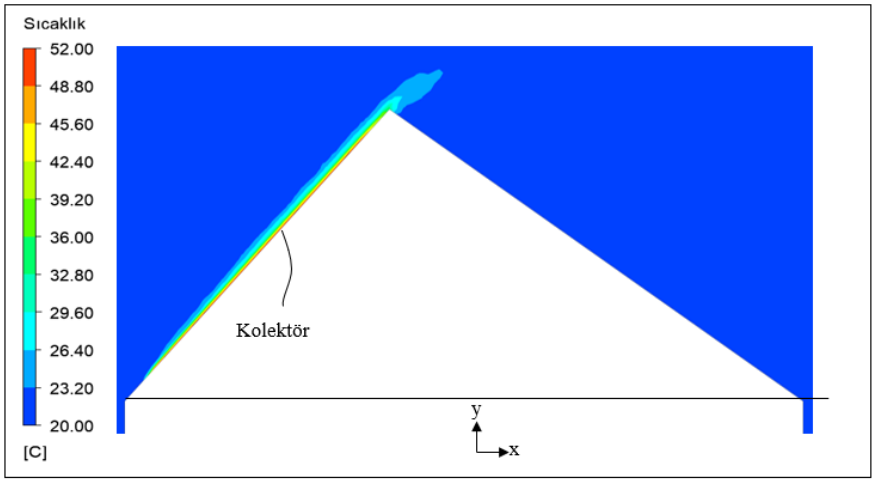


(b)

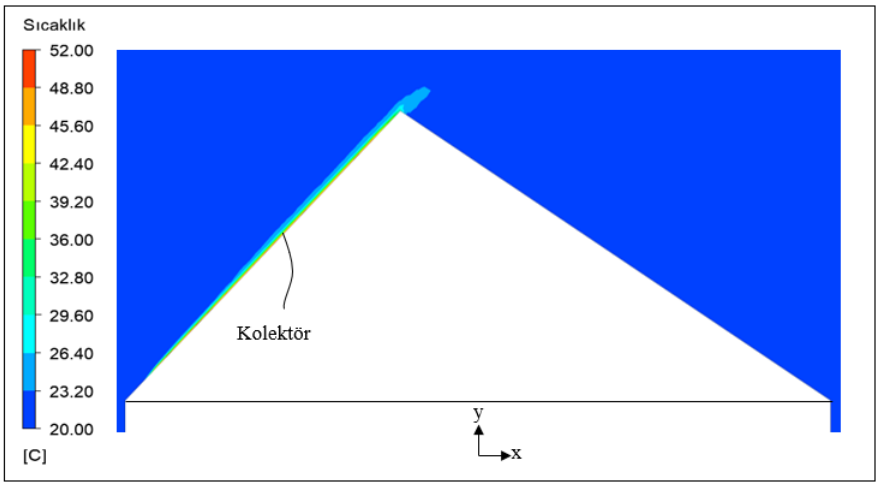


(c)

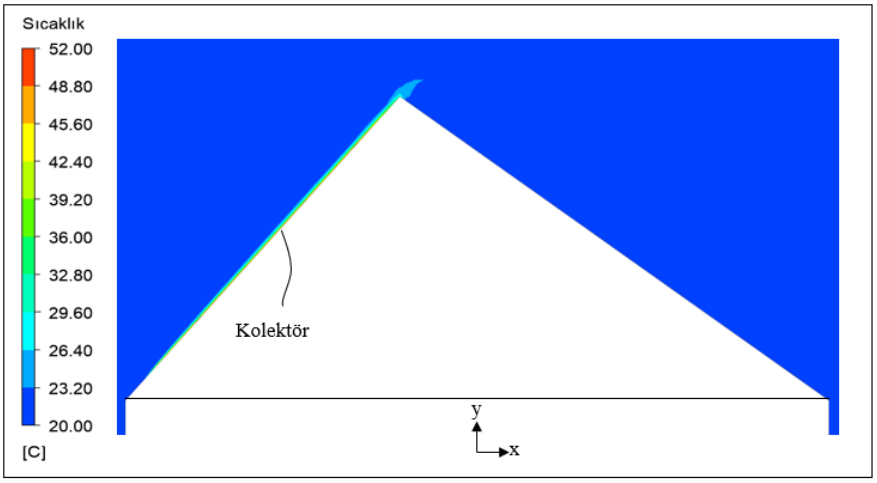
Şekil 4.22. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.23. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=15331, (b) Re=45976, (c) Re=84596

1:235 ölçekli model evin üzerine yerleştirilen dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında, rüzgârın kolektöre 5 farklı yönden (β=0º, β=45º, β=90º, β=135º, β=180º) gelme durumları için mevcut sayısal sonuçlar boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi şeklinde sırasıyla Şekil 4.6-4.10'da verilmiştir. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile kıyaslanması amacıyla Turgut (2001)'un deneysel sonuçları da Şekil 4.24-4.28'de verilmiştir.

Sayısal çözüm sonuçları 1:235 ölçekli model ev için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın kolektöre 5 farklı açı gelme durumu için elde edilen korelasyonlar sırasıyla Eş. 4.10-4.14 ile verilmiştir:

$$j = 1,214\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (\alpha=25^{o},\ \beta=0^{o}\ \text{için}) \qquad (4.10)$$

$$j = 1,210\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (\alpha=25^{o},\ \beta=45^{o}\ \text{için}) \qquad (4.11)$$

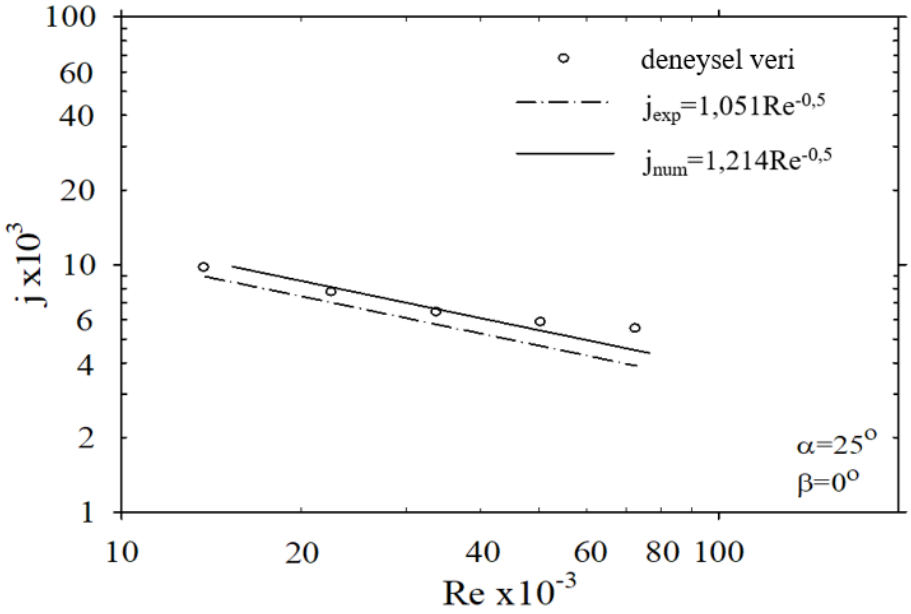
$$j = 0,675\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (\alpha=25^{o},\ \beta=90^{o}\ \text{için}) \qquad (4.12)$$

$$j = 0,651\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (\alpha=25^{o},\ \beta=135^{o}\ \text{için}) \qquad (4.13)$$

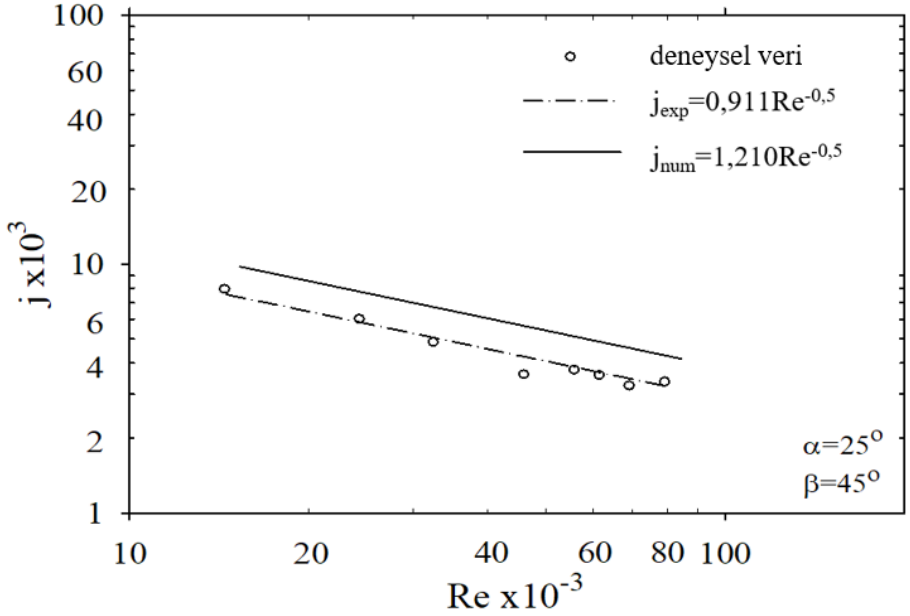
$$j = 0,652\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (\alpha=25^{o},\ \beta=180^{o}\ \text{için}) \qquad (4.14)$$

Eş. 4.10-4.14 Reynolds sayısının 15 331≤Re≤84 596 aralığındaki değerler için elde edilmiştir. Eş. 4.10-4.14'te görüldüğü üzere kolektörün üst yüzeyinden olan ısı kaybı en fazla rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumunda meydana gelmektedir. Eş. 4.10 ve Eş. 4.14'in kıyaslanmasında görüldüğü üzere rüzgârın kolektöre önden β=0º gelme durumundaki kolektörün üst yüzeyinden olan ısı kaybı rüzgârın kolektöre arkadan β=180º gelme durumundakine göre yaklaşık %86 daha fazladır.

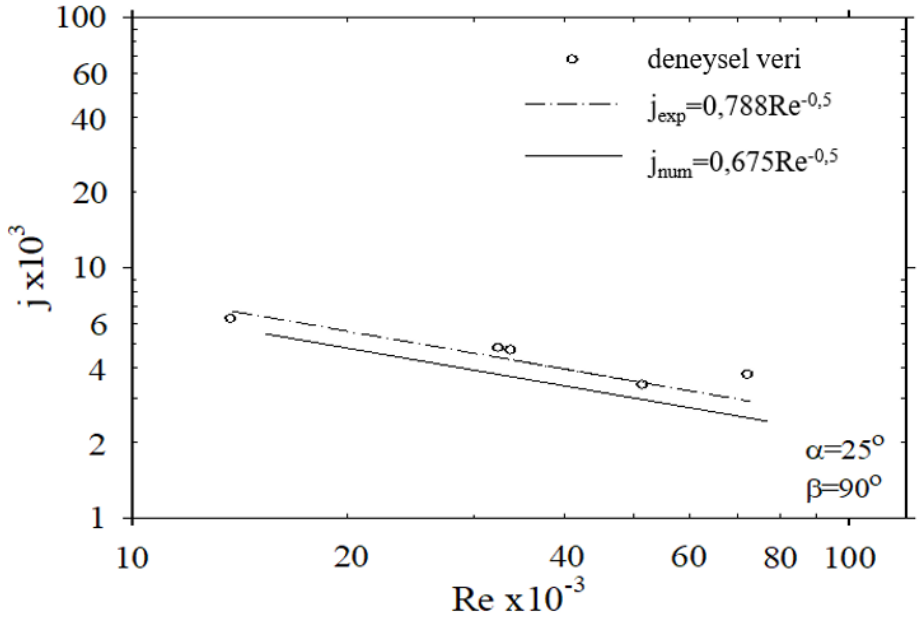
Mevcut sayısal çalışma sonuçları Turgut (2001)'un deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır. Mevcut sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olduğu söylenebilir.



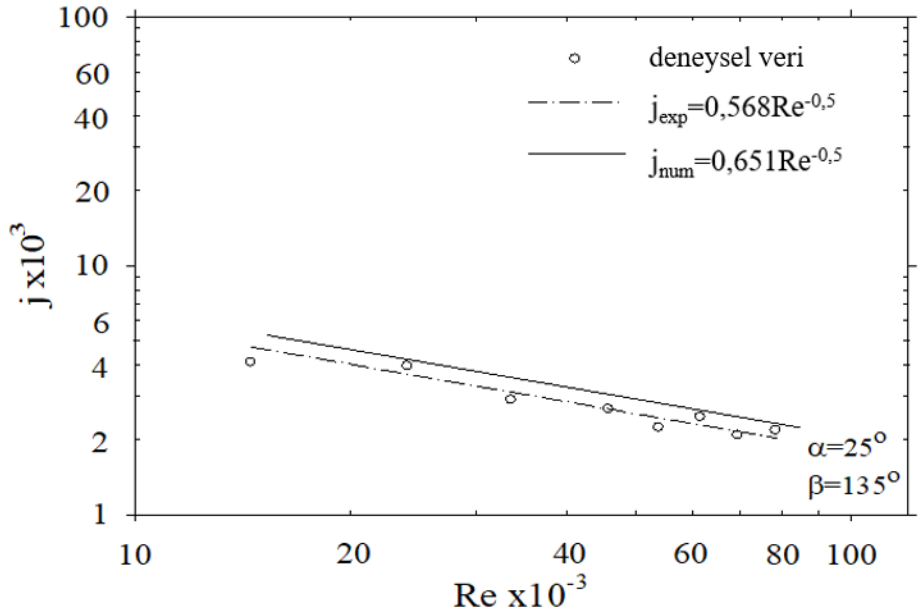
Şekil 4.24. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



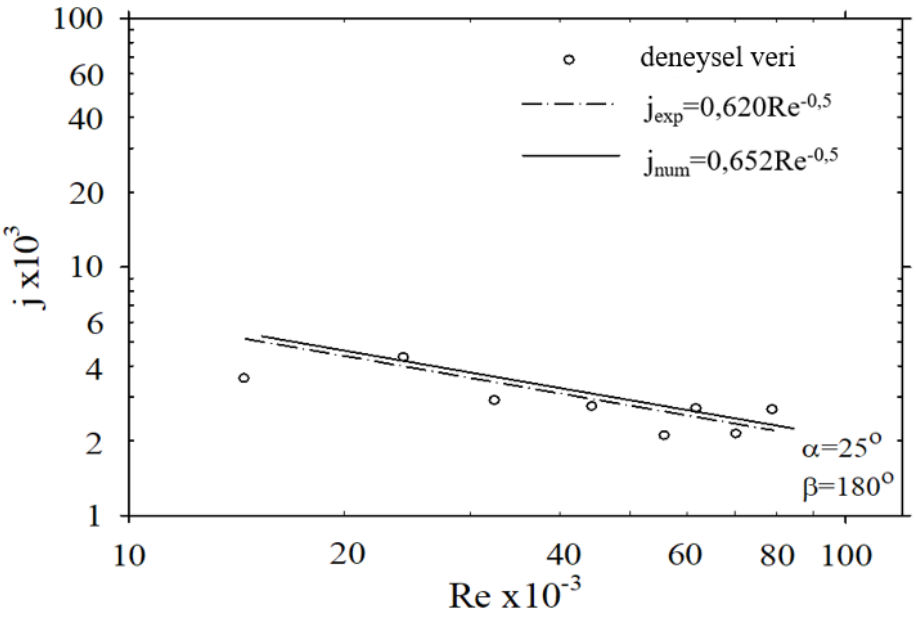
Şekil 4.25. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=45º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.26. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=90º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

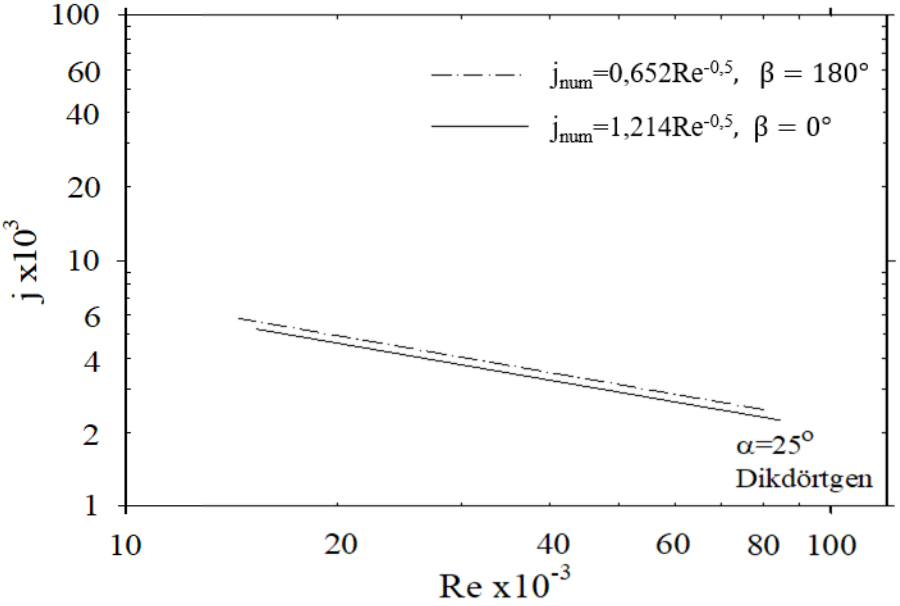


Şekil 4.27. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=135º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



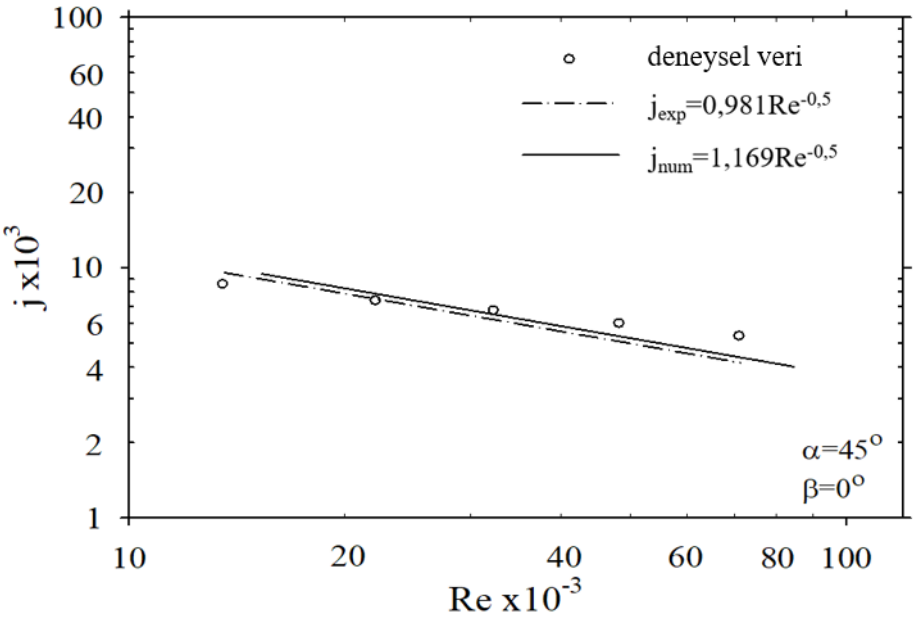
Şekil 4.28. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.29'da rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumu ile rüzgârın kolektöre arkadan (β=180º) gelme durumu α=25º çatı eğim açısı için karşılaştırılmıştır. Isı kaybının rüzgârın önden gelme durumunda %86 daha fazla olduğu gözükmektedir.



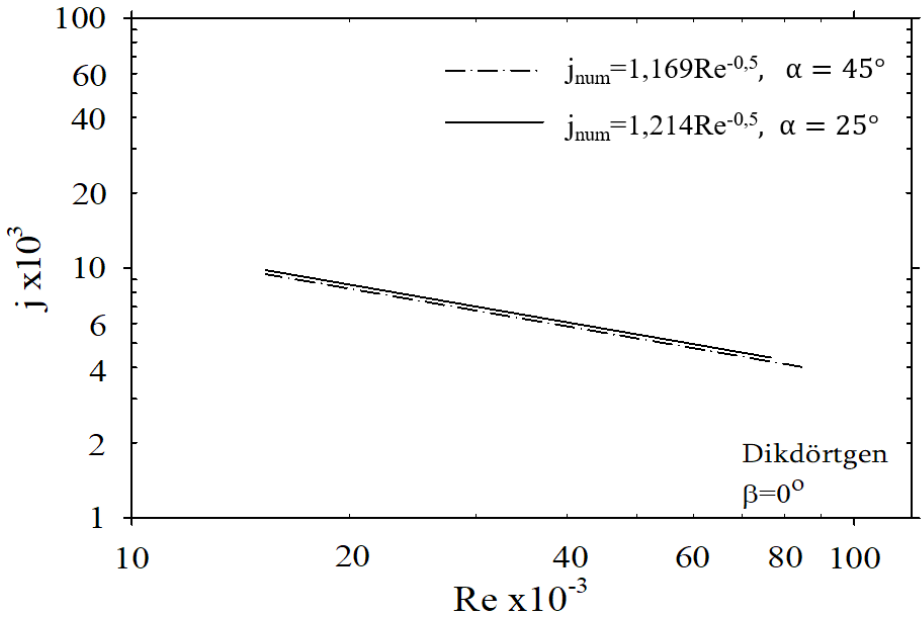
Şekil 4.29. Dikdörtgen tip model kolektör için α=25º çatı eğim açısında rüzgârın önden ve arkadan gelmesi durumlarındaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.30'da rüzgârın kolektöre önden (β=0º) gelme durumu için α=45º çatı eğim açısında deneysel ve sayısal çalışma karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçlarına göre yüksek olduğu gözükmektedir. Fakat Reynolds sayısına bağlı değişimi tutarlı gözükmektedir.



Şekil 4.30. Dikdörtgen tip model kolektör için α=45º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.31'de çatı eğim açıları karşılaştırılmıştır. Çatı eğim açısı α=25º için kolektörden olan ısı kaybı α=45º'e göre %4 daha fazla olduğu gözükmektedir.



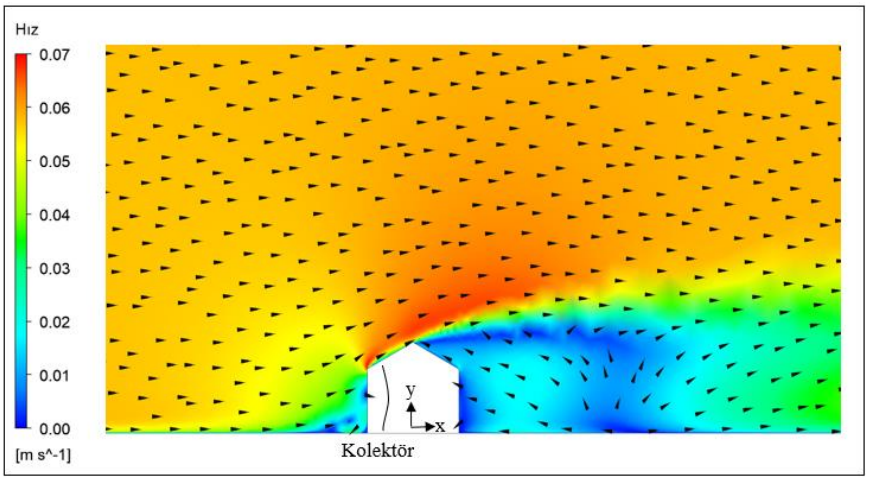
Şekil 4.31. Dikdörtgen tip model kolektör için çatı eğim açısının Colburn j-faktörü üzerindeki etkisi

4.2.2. Tam ölçekli (1:1) kolektör için sonuçlar ve ölçeğin etkisinin incelenmesi

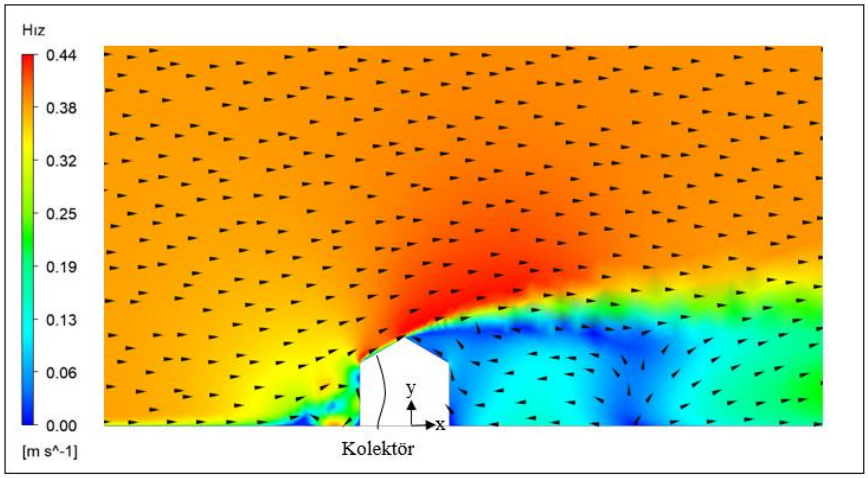
1:1 tam ölçekte dikdörtgen kolektör için sayısal çalışma Reynolds sayısının Re=25411-1651748 aralığındaki değerlerinde çatı eğim açısının $\alpha=25^o$ ve rüzgârın kolektöre geliş açısının rüzgârın kolektöre önden gelme durumu ($\beta=0^o$) ve rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumu ($\beta=180^o$) için gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.32'de 1:1 tam ölçekli kolektör için 3 farklı Reynolds sayısında rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda çatı açıları $\alpha=25^o$ iken kesitte hız dağılımı ve vektörleri verilmiştir. Kolektörün arka bölgesinde düşük hız bölgesi oluşmakta ve vektörlerden de anlaşılacağı üzere girdaplar oluşmaktadır.

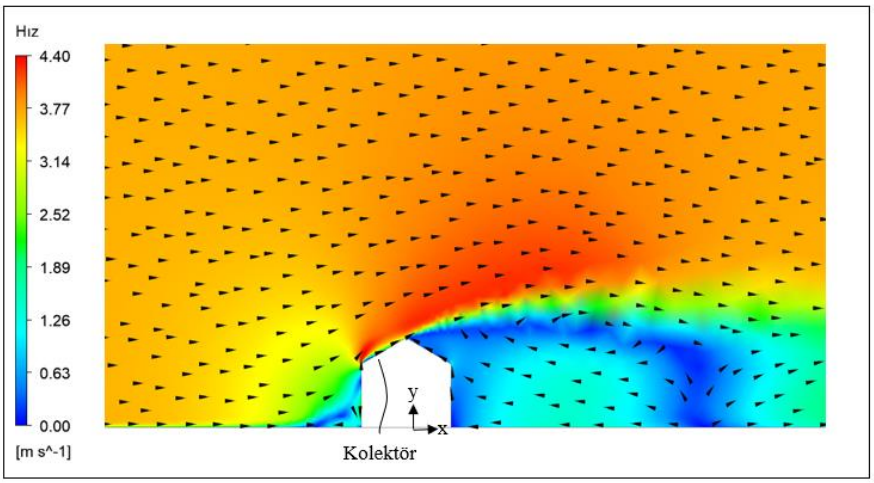
1:1 tam ölçekli dikdörtgen kolektör için çatı eğim açısının $\alpha=25^o$ olduğu ve rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) ve arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumları için sıcaklık dağılımları Şekil 4.33 ve Şekil 4.34'te verilmiştir. Isıl sınır tabaka Reynolds sayısının artması ile daha ince bir yapı oluşturmaktadır. Rüzgârın kolektöre önden ($\beta=0^o$) ve arkadan ($\beta=180^o$) gelme durumları karşılaştırıldığında ise önden gelme durumunda daha ince bir sıcaklık sınır tabakasının olduğu ve bu sebeple daha çok ısı kaybı gerçekleşeceği görülmektedir.



(a)

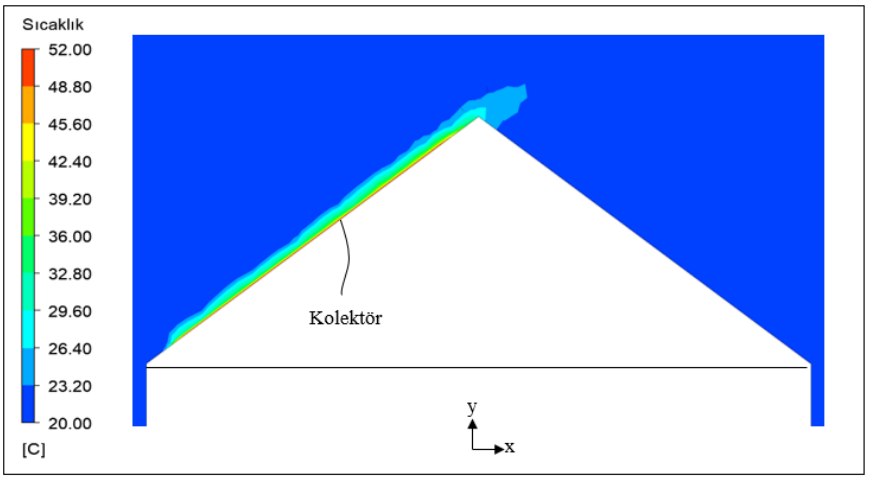


(b)

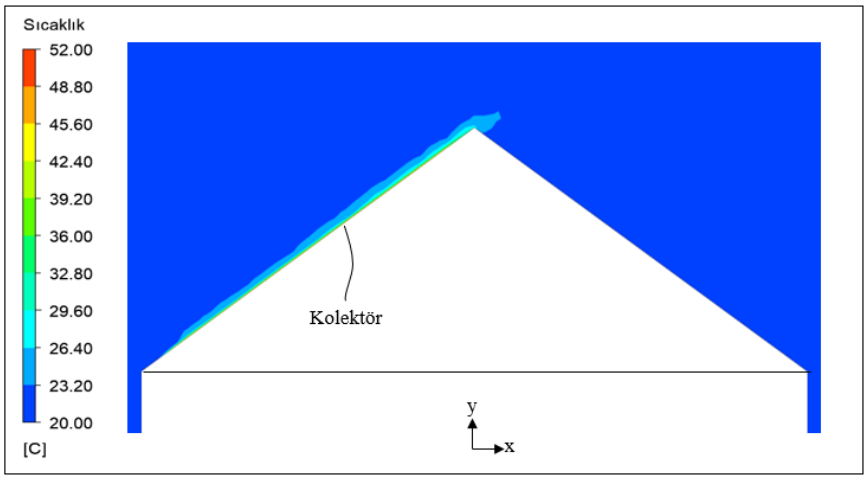


(c)

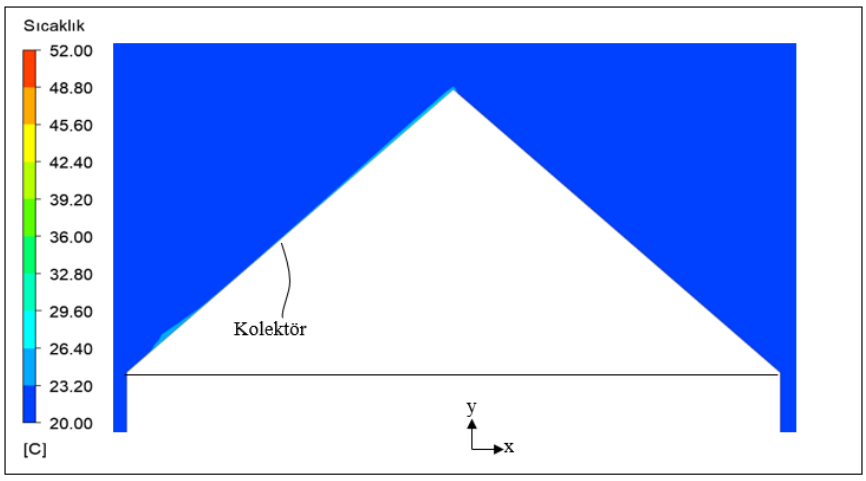
Şekil 4.32. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki hız dağılımı ve vektörleri (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748



(a)

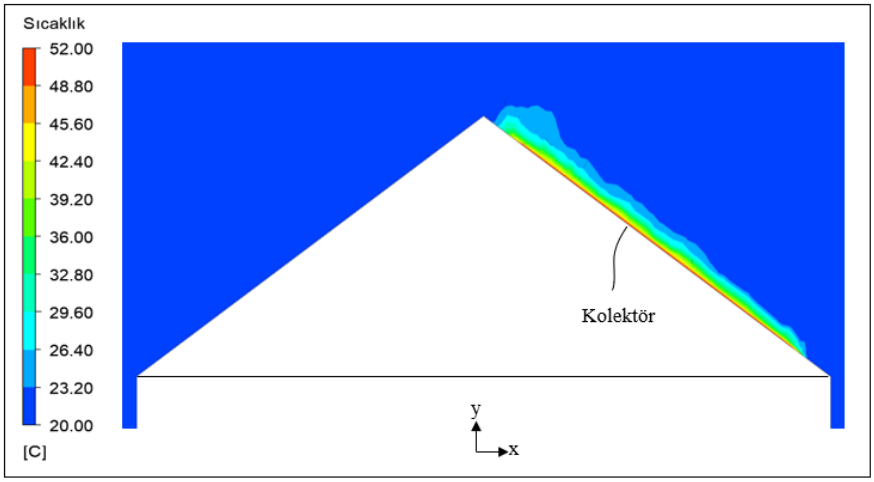


(b)

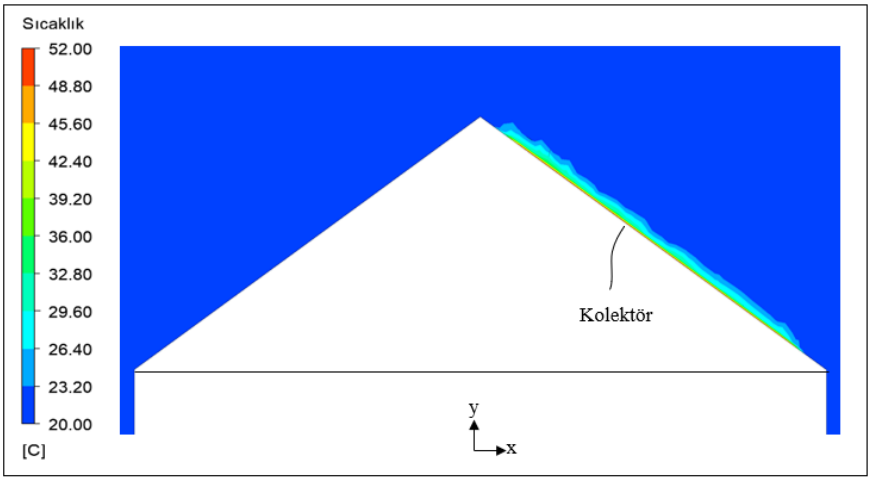


(c)

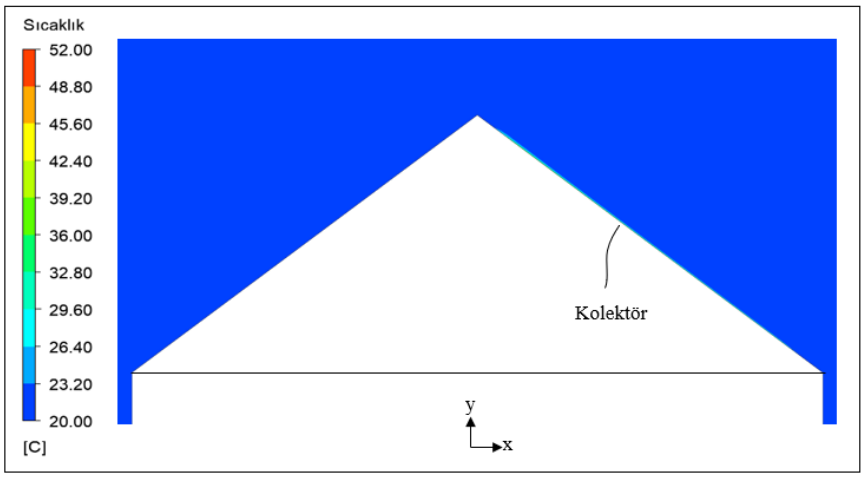
Şekil 4.33. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.34. 1:1 Tam ölçekli dikdörtgen tip kolektör için α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısındaki sıcaklık dağılımı (a) Re=25411, (b) Re=169410, (c) Re=1651748

Dikdörtgen tip 1:1 tam ölçekli α=25º çatı eğim açısında ve β=0º rüzgârın geliş açısı için elde edilen eşitlikler:

$$j = 1,366\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (25\,411 \leq \mathrm{Re} \leq 84\,596) \qquad (4.15)$$

$$j = 2,670 \times 10^{-3} + 5,748\,\mathrm{Re}^{-0,6839} \qquad (25\,411 \leq \mathrm{Re} \leq 1\,651\,748) \qquad (4.16)$$

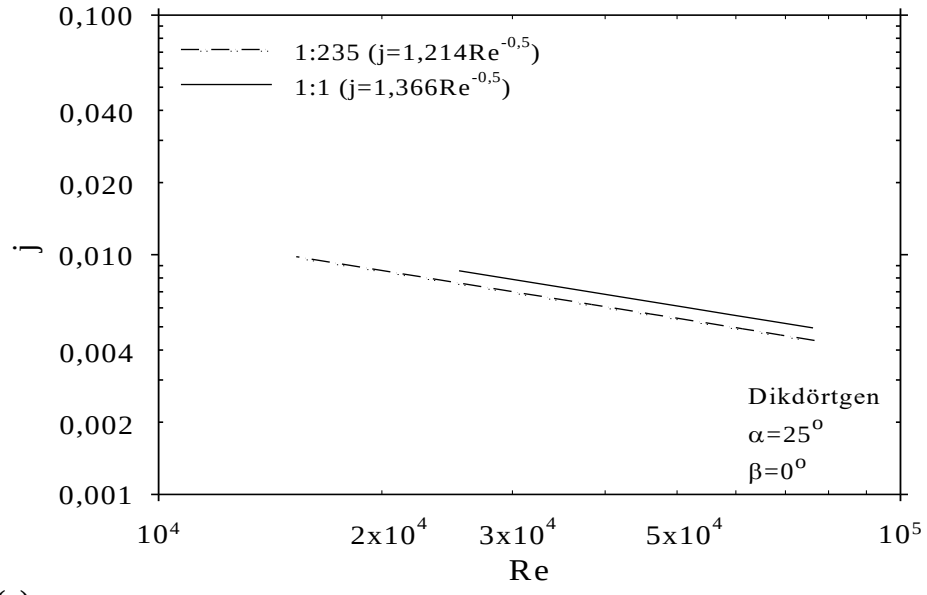
1:1 tam ölçekli kolektör için yapılan sayısal çalışma ile 1:235 ölçekli model kolektör için yapılan sayısal çalışma Şekil 4.35 (a)'da kıyaslanmış ve sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. 1:235 ölçekli model kolektörden elde edilen korelasyon ekstrapolasyon ile daha yüksek Reynolds sayıları için kullanıldığında ise Şekil 4.35 (b)'de görüldüğü üzere 1:1 tam ölçekli kolektör ile elde edilen sonuçlardan uzaklaşmaktadır.

Dikdörtgen tip 1:1 tam ölçekli α=25º çatı eğim açısında ve β=180º rüzgârın geliş açısı için elde edilen eşitlikler:

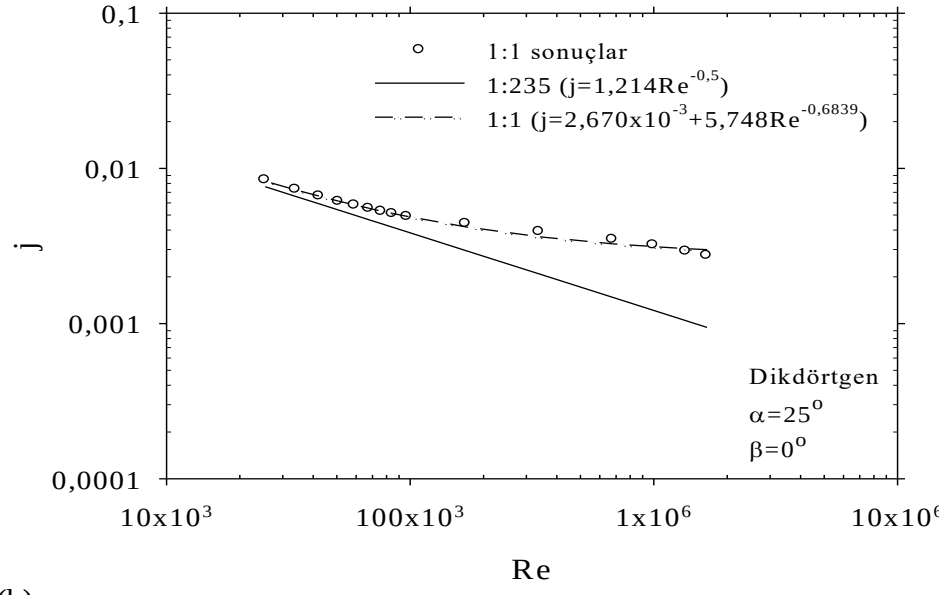
$$j = 0,624\,\mathrm{Re}^{-0,5} \qquad (25\,411 \leq \mathrm{Re} \leq 84\,596) \qquad (4.17)$$

$$j = 1,194 \times 10^{-3} + 40,86\,\mathrm{Re}^{-0.9421} \qquad (25\,411 \leq \mathrm{Re} \leq 1\,651\,748) \qquad (4.18)$$

1:1 tam ölçekli kolektör için yapılan sayısal çalışma ile 1:235 ölçekli model kolektör için yapılan sayısal çalışma Şekil 4.36 (a)'da kıyaslanmış ve sonuçların tutarlı olduğu görülmüştür. 1:235 ölçekli model kolektörden elde edilen korelasyon ekstrapolasyon ile daha yüksek Reynolds sayıları için kullanıldığında ise Şekil 4.36 (b)'de görüldüğü üzere 1:1 tam ölçekli kolektör ile elde edilen sonuçlardan uzaklaşmaktadır.

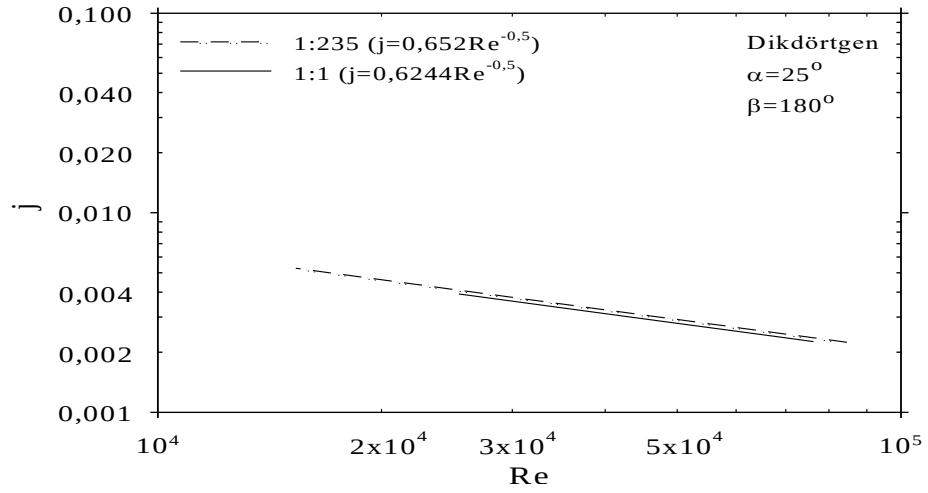


(a)

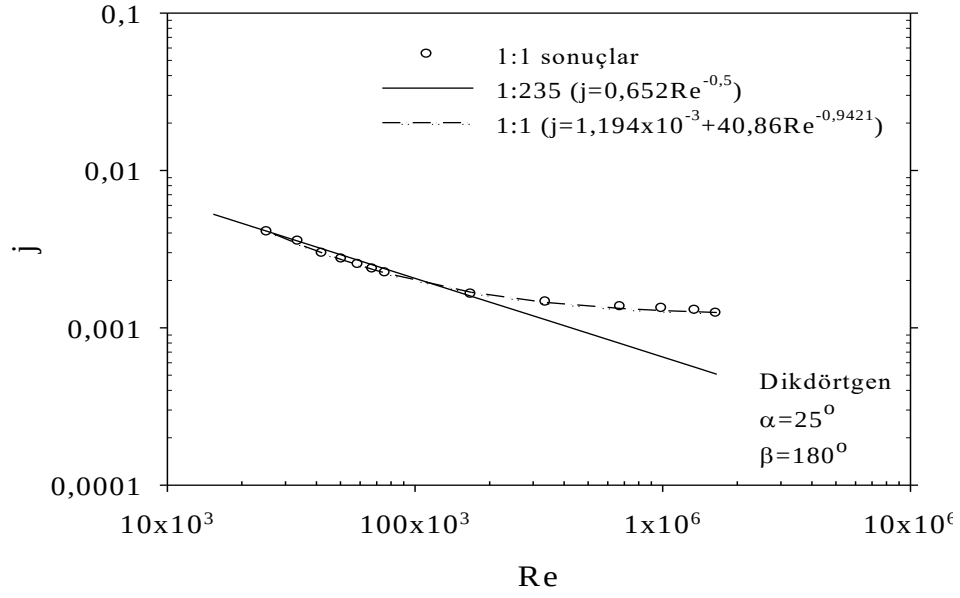


(b)

Şekil 4.35. Dikdörtgen tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=0º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 15331≤Re≤84596 (b) 25411≤Re≤1651748



(a)



(b)

Şekil 4.36. Dikdörtgen tip model kolektör (1:235) ve tam ölçekli (1:1) kolektör için α=25º çatı eğim açısında β=180º rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması (a) 15331≤Re≤84596 (b) 25411≤Re≤1651748

4.3. Kolektör Tipinin Kıyaslanması

1:235 ölçekli model kare ve dikdörtgen kolektörler için kolektör tipinin konveksiyonla olan ısı kaybına etkileri karşılaştırılmıştır. $J=aRe^{-0.5}$ korelasyonundaki a katsayısı, kare tip kolektör için β=0º, β=180º rüzgârın geliş açılarında sırasıyla 1,145 ve 0,615'tir. Dikdörtgen tip kolektör için ise β=0º, β=180º rüzgârın geliş açılarında sırasıyla 1,214 ve 0,652'dir. Colburn j-faktörü kare ve dikdörtgen tip kolektörler için kıyaslandığında dikdörtgen tip

kolektörden olan ısı kaybı kare tip kolektöre göre β=0º, β=180º rüzgâr geliş açılarında %6 daha fazladır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Güneş kolektörleri yenilenebilir enerji kaynağı olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Güneş kolektörlerinden elde edilen enerjinin verimli bir şekilde kullanmak için de kolektör yüzeyinden olan ısı kayıplarının en aza indirgenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle iki katlı bir binanın çatısına düz bir şekilde yerleştirilen kare ve dikdörtgen kolektörler üzerinden konveksiyonla olan ısı kaybını tespit etmek adına sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Kolektörlerin çatı üzerine düz bir şekilde yerleştirilmesi estetik açıdan da hoş bir görüntü oluşturmaktadır.

1:235 ölçekli kare ve dikdörtgen tip kolektörler ile yapılan çalışmalar çatı eğim açısı $\alpha=25^o$ iken rüzgârın kolektöre 5 farklı açıdan ($\beta=0^o$, $\beta=45^o$, $\beta=90^o$, $\beta=135^o$, $\beta=180^o$) gelme durumu için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Çatı eğim açısı $\alpha=45^o$ durumunda ise sadece önden ($\beta=0^o$) gelme durumu için sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Kare tip kolektör için kullanılan Reynolds sayısı aralığı 16 000 ile 80 000 arasında, dikdörtgen tip kolektör için kullanılan Reynolds sayısı aralığı ise 15 331 ile 84 596 arasındadır.

1:1 tam ölçekte kare ve dikdörtgen tip kolektörler ile yapılan çalışmalar çatı eğim açısının $\alpha=25^o$ iken rüzgârın kolektöre önden gelme durumu ($\beta=0^o$) ve rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumu ($\beta=180^o$) için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Kare tip kolektör için kullanılan Reynolds sayısı aralığı 24 000 ile 1 780 000 arasında, dikdörtgen tip kolektör için kullanılan Reynolds sayısı aralığı ise 25 411 ile 1 651 748 arasındadır.

1:235 ölçekli kare ve dikdörtgen tip kolektörler üzerinde yapılan sayısal çalışma sonuçları boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü ile verilmiştir. Colburn j-faktörünü hesaplamak için bir korelasyon oluşturulmuştur. Bu korelasyon $J=aRe^{-0.5}$ şeklindedir. Kare model kolektör için rüzgârın önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda arkadan ($\beta=0^o$) gelme durumuna göre %86 daha fazla ısı kaybı yaşadığı elde edilen bu korelasyon ile hesaplanmıştır ve Eş. 4.1, Eş.4.5 ile gösterilmiştir. Dikdörtgen model kolektör için ise rüzgârın önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda arkadan ($\beta=0^o$) gelme durumuna göre %86 daha fazla ısı kaybı yaşanmış ve Eş. 4.10, Eş.4.14 ile gösterilmiştir.

1:235 ölçekli kare ve dikdörtgen tip kolektörlerde çatı eğim açısı arttırıldığında Şekil 4.13 ve Şekil 4.31'de görüldüğü üzere kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı azalmaktadır.

1:1 tam ölçekli kare ve dikdörtgen tip kolektörler üzerinde yapılan sayısal çalışma sonuçları boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü ile verilmiştir. Colburn j-faktörünü hesaplamak için bir korelasyonlar oluşturulmuştur. $j=aRe^{-0.5}$ korelasyonu 1:235 ölçekli model kolektör çalışmasının yapıldığı Reynolds sayısı için kullanılmaktadır. Eğer bu formülasyonu daha yüksek Reynolds sayıları için ekstrapolasyon yaparak kullanırsak Şekil 4.17 (b) ve Şekil 4.35 (b)'de görüldüğü üzere yanlış sonuçlar ile karşılaşmaktayız.

1:235 ölçekli yapılan çalışmalarda kullanılan Reynolds sayısı aralığı 1:1 tam ölçekli çalışmada kullanıldığında rüzgâr hızı çok düşük kalmaktadır. Bunu sebebi hidrolik çapın 235 kat artmasıdır. Bu sebeple 1:1 tam ölçekli kolektörde yüksek Reynolds sayılarında sayısal analizler yapılmıştır. Elde edilen korelasyonlar ise $j=a+bRe^{-0.5}$ şeklindedir. 1:1 tam ölçekli kolektörler için rüzgârın önden ($\beta=0^o$) gelme durumunda arkadan ($\beta=0^o$) gelme durumuna göre ısı kaybı daha fazla ve ısıl sınır tabaka Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 görüldüğü üzere daha incedir.

Bu çalışmada kolektör yüzeyinden konveksiyonla olan ısı kaybı incelenmiştir. İlerleyen çalışmalarda ışınım ve iletim ile de ne ölçüde ısı kayıpları yaşandığı analiz edilebilir. Deneysel çalışma ile tutarlı olması açısından üniform hız giriş sınır şartı uygulanmıştır. Halbuki gerçek hayatta rüzgâr hızı üniform olmamakta ve yerden yükseldikçe hızı artmaktadır. Üniform olmayan rüzgâr hızının kolektörden olan ısı kaybına etkisi de irdelenebilir. Son olarak mahalli bir ortamda yapılacak bir analizle diğer binaların rüzgâr hızına ve yönüne etkisi hesaba katılıp kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı analiz edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Duffie, J. A. and Beckman, W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Process*, 2nd ed., John Wiley and Sons, 238.

2. Jurges, I. W. (1924). Der Warmeubergang an einer ebenen Wand. *Biehefte Zum Gesundheits-Ingenieur*, 19.

3. McAdams, W.A. (1954). *Heat transmission* (3. baskı). New York,USA: The Mc Graw Hill, 249.

4. Oosthuizen P.H., Naylor D., (1999). *Introduction to convective heat transfer analysis*. New York, USA: The McGraw-Hill, 11-15.

5. Çengel, Y. A. (1998). *Heat transfer: A practical approach* (Second Edition). Boston, Mass: WBC McGraw-Hill, 333-418.

6. Sparrow, E. M. and Tien, K. K. (1977). Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate-appication to solar collectors. *Journal of Heat Transfer*, 99, 507-512.

7. Sparrow, E. M., Nelson, J. W. and Lau, S. C. (1979). Wind related heat transfer coefficients for leeward-facing solar collectors. *American Society of Heating Refrigeratin and Air Conditioning Engineers Transactions*, 87, 70-79.

8. Test, F. L., Lessmann, R. C. and Johary, A. (1981). Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural enviroment. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 103, 262-267.

9. Kind, R.J., Gladstone, P.H., Mozier A.D. (1983). Convective heat losses flat plate solar collectors in turbulent winds. The *American Society of Mechanical Engineers Journal of Solar Energy Engineering*, 105, 80-85.

10. Kind, R. J. and Kitaljevich, D. (1985) . Wind-induced heat losses from solar collector arrays on flat-roofed buildings. *Journal of Solar Energy Engineering*, 107, 335-342.

11. Onur, N. (1993). Forced convection heat transfer from a flat plate model collector on roof a model house. *Warme-und Stoffübertragung*, 28, 141-145.

12. Kumar, S., Sharma, V. B. and Kandpal, T. C. (1996). Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors. *Renewable Energy*, 10, 613-616.

13. Sharples S., Charlesworth P.S. (1998). Full scale measurements of wind induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector. *Solar Energy*, 62 (2), 69–77.

14. Turgut O. (2001). *Güneş kolektörü olarak kullanılan bir evin çatısının dış yüzeyinden zorlanmış konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

15. Oliveira, P. J., Younis B. A. (2000). On the prediction of turbulent flows around full-scale buildings. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 86, 203-220.

16. Turgut O., Onur N. (2009). Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. *International Communucations Heat and Mass Transfer* 36, 274–279.

17. Kendoush A. A. (2009). Theoretical analysis of heat and mass transfer to fluids flowing across a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 188–194.

18. Turgut O., Onur N. (2010). An experimental and three dimensional numerical study on the wind-related heat transfer from a rectangular flat plate model collector flush mounted on the roof of a model house. *Heat Mass Transfer*, 46, 1345–1354.

19. Karava P., Jubayer C. M., Savory E. (2011). Numerical modelling of forced convective heat transfer from the inclined windward roof of an isolated low-rise building with application to photovoltaic/thermal systems. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1950-1963.

20. Kaplani E., Kaplanis S. (2014). Thermal modelling and experimental assessment of the dependence of PV module temperature on wind velocity and direction, module orientation and inclination. *Solar Energy*, 107, 443–460.

21. Arpino F., Cortellessa G., Frattolillo A. (2015). Experimental and numerical assessment of photovoltaic collectors performance dependence on frame size and installation technique. *Solar Energy*, 118, 7–19.

22. Goverde H., Goossens D., Govaerts J., Dubey V., Catthoor F., Baert K., Poortmans J., Driesen J. (2015). Spatial and temporal analysis of wind effects on PV module temperature and performance. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 11, 36–41.

23. Wu S. Y., Zhang H., Xiao L., Qiu Y. (2017). Experimental investigation on convection heat transfer characteristics of flat plate under environmental wind condition. *International Journal of Green Energy*, 14 (3), 317-329.

24. Franke, J., Hellsten, A., Schlünzen, H., Carissimo, B. (2007). *Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment*. Hamburg,Germany: Meteorological Institute, 1-52.

25. Turgut, O., Kızılırmak, E. (2015). Effects of Reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-D turbulent flow and heat transferin a circular pipe. *Thermal Science*, 19, 1633–1648.

26. FLUENT 6.3 User's Guide. (2006). FLUENT Inc. Lebanon, New Hampshire, USA.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı	: ÖZCAN, Ahmet Cem
Uyruğu	: T.C.
Doğum tarihi ve yeri	: 14.09.1991, Ankara
Medeni hali	: Bekâr
Telefon	: 0 (539) 367 15 76
e-mail	: cemozcan36@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2015
Lise	Ali Naili Erdem Anadolu Lisesi	2009

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2017-Halen	Anova Ar-Ge Teknolojileri A.Ş.	CFD Simülasyon Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Ahmet Cem Özcan, Oğuz Turgut, Nevzat Onur, 2019. *Kare kesitli güneş kolektörünün üst yüzeyinden rüzgârla olan ısı kaybının incelenmesi*, Uluslararası 19 Mayıs Multidisipliner Çalışmalar Kongresi, Samsun, Türkiye.

Hobiler

Spor, Yüzme, Seyahat



GAZİ GELECEKTİR..