



**GÜNEŞ BACASI VE TOPRAK-HAVA ISI
DEĞİŞTİRİCİSİ HİBRİT SİSTEMİNİN BİR BİNA İÇİN
PASİF SOĞUTMADA KULLANILMASI**

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. Naci KALKAN

**Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği
Programı : Enerji
Danışman : Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN
OCAK - 2017**

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ BACASI VE TOPRAK-HAVA ISI DEĞİŞTİRİCİSİ HİBRİT
SİSTEMİNİN BİR BİNA İÇİN PASİF SOĞUTMADA KULLANILMASI**

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. Naci KALKAN

(132120204)

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği
Programı : Enerji
Danışman : Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN

OCAK - 2017

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ BACASI VE TOPRAK HAVA ISI DEĞİŞTİRİCİSİ HİBRİT SİSTEMİNİN
BİR BİNA İÇİN PASİF SOĞUTMADA KULLANILMASI**

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. Naci KALKAN

(132120204)

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği
Programı : Enerji

Bu tez, 12/01/2017 tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oy birliği/ ~~oy çokluğu~~ ile başarılı/ ~~başarısız~~ olarak değerlendirilmiştir.

Danışmanı : Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN

Jüri Bşk. Üye : Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

Üye : Prof. Dr. Cevdet AKOSMAN

Üye : Prof. Dr. Mustafa İNALLI

Üye : Doç. Dr. Rasim BEHÇET

2. İhsan
Mehmet
Cevdet
Mustafa
Rasim

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/..... ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanmasında bana her türlü yardımı gösteren ve bana çalışmalarımda yol gösteren değerli Tez Danışmanın Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN'e sonsuz teşekkür eder saygılar sunarım.

Ayrıca çalışmam süresi boyunca yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Osman YİĞİD'e ve bana her zaman manevi destek olan eşime ve aileme sonsuz teşekkür ederim.

Naci KALKAN

Elazığ – 2016

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET	V
ABSTRACT	VII
ŞEKİLLER LİSTESİ	IX
TABLolar LİSTESİ	XIV
SEMBOLLER LİSTESİ	XVI
1. GİRİŞ	1
2. ÇALIŞMANIN AMACI	3
3. GENEL BİLGİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
3.1. Pasif ve Aktif Güneş Sistemleri	7
3.2. Pasif Güneş Doğal Havalandırma Sistemleri	7
3.2.1. Trombe Duvarı.....	11
3.2.2. Güneş Yönünde Soğurucu Yüzey	12
3.2.3. Güneş Çatısı	14
3.2.4. Güneş Bacası.....	14
3.3. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi	21
4. SAYISAL ÇALIŞMA	24
4.1. Ana Denklemler.....	24
4.1.1. Navier-Stokes Denklemleri.....	24
4.1.2. Boyutsuz Parametreler	26
4.1.2.1. Reynolds Sayısı	26
4.1.2.2. Prandtl Sayısı.....	28
4.1.2.3. Nusselt Sayısı	29
4.1.2.4. Grashof Sayısı	30
4.2. Türbülans Modelleri	30
4.2.1. Standart k-ε Türbülans Modeli	32
4.2.2. RNG k-epsilon Modeli.....	33
4.2.2.1. RNG k-epsilon Modelinde Uygulanan İletim Denklemleri	33
4.2.2.2. Efektif Viskozite Modellemesi.....	34

4.2.2.3. RNG Girdap Modifikasyonu	34
4.2.2.4. Ters Efektif Prandtl Sayısının Hesaplanması	35
4.2.2.5. Epsilon Eşitliğindeki R_ϵ Terimi	35
4.2.2.6. Model Sabitleri	36
4.2.3. Kaldırma Kuvvetinin (Buoyancy) $k - \epsilon$ Türbülans Modelleri Üzerindeki Etkileri..	36
4.3. Çalışmada Kullanılan Matematiksel Model	38
4.3.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisinin Matematiksel Modellemesi	40
4.3.2. Güneş Bacasının Matematiksel Modellemesi	42
4.3.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sisteminin Matematiksel Modellemesi	44
4.3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)	46
4.3.5. Sonlu Hacimler Yöntemi	49
4.3.6. Denklemlerin Çözümü	50
4.3.7. Sayısal Sonuçların Doğrulanması	52
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	53
5.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi için Sayısal Modelleme	53
5.1.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Geometrisi	53
5.1.2. Sayısal Modelin Çözüme Hazır Hale Getirilmesi	54
5.1.3. Sayısal Modellemede Kullanılan Başlangıç, Sınır Şartları ve Malzemelerin Özellikleri	58
5.1.4. Literatür İle Karşılaştırma	60
5.1.5. Toprak-Hava Isı Değiştirici Sayısal Sonuçları	63
5.2. Güneş Bacası için Sayısal Modelleme	67
5.2.1. Çeşitli Hava Kanalı Derinlikleri İçin Sonuçlar	71
5.2.1.1. Sisteme Etki Eden Parametreler	71
5.2.1.1.1 Malzeme Özellikleri ve Geometrik Model	71
5.2.1.2. Hava Kanalı = 2.54 cm için Sonuçlar	73
5.2.1.2.1 Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi	78
5.2.1.3. Hava Kanalı = 7.62 cm için Sonuçlar	82
5.2.1.3.1 Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi	86
5.2.1.4. Hava Kanalı = 12.7 cm için Sonuçlar	90
5.2.1.4.1 Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi	92
5.2.1.5. Sıcaklık Farklarının Literatürle Karşılaştırılması	96

5.2.1.6. Basınç Farklarının Literatürle Karşılaştırılması	97
5.2.2.Hava Giriş Hızının Sistem Performansına Etkisi.....	99
5.2.2.1. Hava Giriş Hızı = 2 m/s ($Re = 4 \times 10^4$) İçin Sonuçlar	99
5.2.2.2. Hava Giriş Hızı = 1 m/s ($Re = 2 \times 10^4$) İçin Sonuçlar	101
5.2.2.3. Hava Giriş Hızı = 0.5 m/s ($Re = 10^4$) İçin Sonuçlar	103
5.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi İçin Sayısal Modelleme	105
5.3.1.Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sisteminin Geometrisi.....	107
5.3.2.Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi İçin Sonuçlar	111
5.3.2.1. Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi	113
5.3.2.2. Güneş Işınımının Sistem Performansına Etkisi.....	119
5.4. Çevre Sıcaklığının Sistem Performansına etkisi	121
5.5. Güneş Bacası Eğim Açısının Sistem Performansına Etkisi	122
5.6. Geometrik Modelin Sistem Performansına Etkisi.....	122
5.7. Hava Giriş Yüksekliklerinin Sistem Performansına Etkisi	124
6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER	128
6.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi	128
6.2. Güneş Bacası	129
6.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi	130
6.4. Öneriler.....	131
7. KAYNAKLAR	132
ÖZGEÇMİŞ	140

ÖZET

Doktora Tezi

GÜNEŞ BACASI VE TOPRAK-HAVA ISI DEĞİŞTİRİCİSİ HİBRİT SİSTEMİNİN BİR BİNA İÇİN PASİF SOĞUTMADA KULLANILMASI

NACİ KALKAN

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

2017, Sayfa: 140

Binalarda kullanılan enerjinin önemli bir kısmı, ısıtma, havalandırma ve soğutma amaçlı kullanılmaktadır. Pasif soğutma sistemleri, binalarda istenmeyen iç ısıyı uzaklaştırmak ve ısı rahatlık sağlamak amacıyla kullanılan ve düşük enerji tüketimi sağlayan teknolojilerdir. Bu alanda birçok soğutma tekniği bulunmakta olup bunları geliştirmek mümkündür. Bu çalışmada, Elazığ (Türkiye) ilindeki tipik bir bina için pasif soğutma sağlamak için Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştirici hibrit sisteminin sayısal olarak çözümlemesi yapılmıştır.

Toprak-hava ısı değiştiricisinin ısı performansını için PVC ve çelik (0.5 C) olmak üzere iki farklı malzeme kullanılarak 1 metre toprak derinliği için sayısal çözümlemeler yapılmıştır. Türbülanslı akışta Reynolds sayısının farklı değerleri ($Re = 5 \times 10^3, 10^4, 15 \times 10^3, 2 \times 10^4, 4 \times 10^4, 6 \times 10^4, 10^5$) kullanılarak, problem kararlı durum koşullarında üç boyutlu olarak çözülmüştür.

Güneş bacası soğutma performansını incelemek amacıyla farklı hava kanalı ve hava giriş hızlarında sonuçlar elde edilmiştir.

Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi hibrit sisteminde, farklı Güneş ışınlam ve çevre sıcaklık değerleri, çeşitli soğurucu yüzey uzunlukları, baca eğim açıları, kanal ölçüleri ve açıklık boyutlarının sistem performansı üzerindeki etkileri için sonuçlar elde edilmiştir.

Sayısal çalışma için ANSYS Fluent 12.1 ve 14.5 paket programı kullanılmıştır. Geometrik model oluşturulması için SolidWorks ve ANSYS Workbench ve oluşturulan modelin elemanlara ayırma işlemi için ANSYS Workbench Mesh Metot kullanılmıştır.

Türbülans Modeli olarak standart k- ϵ model ve Reynolds Normalized Group (RNG) k- ϵ model kullanılmıştır.

Sayısal sonuçları doğrulamak için, literatürdeki deneysel, teorik ve sayısal çalışmalarla karşılaştırmalar yapılmış ve oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuç olarak, gün içinde Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştirici hibrit sistemi kullanımı ile istenilen soğutma, elektrik kullanımına ihtiyaç duyulmaksızın sağlanabileceği ortaya konulmuştur. Böyle bir hibrit sistemin binalarda kullanılacak uygun tasarımla birlikte, özellikle sıcak yaz günlerinde saatlerce ısı konfor sağlayacağı anlaşılmıştır. Ayrıca, ihtiyaç duyulan ısı şartlara ve soğutma kapasitesine bağlı olarak gerekli olan Güneş bacası ve toprak-hava Isı değiştiricisi sayıları ayrıca hesaplanabilir. Bu hibrit sistemlerin, özellikle yaz aylarında veya ılıman iklimli bölgelerde ısı konforun sağlanması adına yaygın bir biçimde kullanılması beklenmektedir.

Bu teknolojilerin avantajları, sınırları ve zorlukları vurgulanmış ve bu konularla ilgili gelecekte ihtiyaç duyulabilecek sistemler önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Pasif Soğutma Sistemleri, Güneş Bacası, Toprak-Hava Isı Değiştiricisi, Hibrit Sistemler

ABSTRACT

PhD. Thesis

PASSIVE COOLING TECHNOLOGY FOR A BUILDING BY USING SOLAR CHIMNEY AND EARTH TO AIR HEAT EXCHANGER HYBRID SYSTEM

NACİ KALKAN

Fırat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2017, Pages: 140

Heating, ventilation and cooling are main parts of the major energy consumption in a building. Passive cooling systems are used as a low energy consuming technology to provide thermal comfort and remove undesirable indoor heat from buildings in hot climate conditions. There are many passive cooling techniques in this field and it is possible to improve these technologies. In this study, solar chimney (SC) and earth to air heat exchanger (EAHE) hybrid system is introduced to provide passive cooling of a typical building in Elazığ (Turkey).

Numerical analyses are performed for thermal performance of EAHE at 1 m soil depths with two different channel materials as PVC and steel (%0.5 C). Problems have been solved at steady state in three-dimensional model by using different values of the Reynolds number in turbulent flow ($Re = 5 \times 10^3, 10^4, 15 \times 10^3, 2 \times 10^4, 4 \times 10^4, 6 \times 10^4, 10^5$).

In order to investigate cooling performance of the solar chimney, results have been obtained for various air gaps and inlet velocity.

In the solar chimney and earth to air heat exchanger hybrid system, results have been recorded for different solar radiation and ambient temperature, various absorber lengths, chimney inclination angles, channel and openings measurements to determine the effects on system performance.

For numerical analysis ANSYS Fluent 12.1 and 14.5 Software program was used. Geometric model has been created with SolidWorks and ANSYS Workbench. Furthermore, Mesh structures of the models have been created in the Workbench package program.

Standard k- ϵ and Reynolds Normalized Group Turbulence (RNG) k- ϵ have been chosen as turbulent models.

In order to validate the numerical results, comparisons were made with experimental, theoretical and numerical studies in the literature and very consistent results were obtained.

Consequently, the desired cooling with the use of the combined solar chimney and underground air channel during the daytime has been provided without any need to electricity. Additionally, the hybrid system with an appropriate design provides thermal comfort with large number of hours, especially in hot summer days for occupants. The number of required solar chimney and earth to air heat exchanger may be calculated depending on the desired thermal comfort conditions and cooling capacity.

It is expected that these hybrid systems are used extensively to provide thermal comfort, especially in summer and tropic climate regions.

Finally, the advantages, limitations and difficulties of these technologies are emphasized and possible future systems are proposed in this field.

Keywords: Passive Cooling Systems, Solar Chimney, Earth to Air Heat Exchanger, Hybrid Systems

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Pasif soğutma amaçlı hibrit sistemin şematik gösterimi	5
Şekil 2.2. Isıl konfor için kabul edilebilir sıcaklık aralıkları	5
Şekil 3.1. Trombe duvarının şematik gösterimi	12
Şekil 3.2. Güneş yönünde soğurucu yüzey.....	13
Şekil 3.3. Güneş bacasının çalışma yöntemleri	15
Şekil 3.4. Güneş bacası sisteminin katı modeli.	16
Şekil 3.5. Toprak-hava ısı değiştiricisi modelinin şematik çizimi.	22
Şekil 4.1. Güneş bacasındaki ısı transferinin şematik gösterimi	38
Şekil 4.2. Penetrasyon derinliğindeki toprak-hava ısı değiştiricisinin enine kesiti	39
Şekil 4.3. Toprak-hava ısı değiştirici sisteminin kesit alanı ve ısı akışı	40
Şekil 4.4. Isıtma, soğutma ve havalandırma (HVAC) bileşenlerinin maliyet oranları.....	48
Şekil 5.1 Sayısal çalışmada kullanılan toprak-hava ısı değiştiricisi modelinin şematik çizimi.	53
Şekil 5.2. Geometrik modeli oluşturulan boru yapısı.....	53
Şekil 5.3.a. Toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi (Derinlik = 1 m)	54
Şekil 5.3.b. Toprak ve borunun boyuna kesit görünüşüne ait ağ gösterimi	55
Şekil 5.3.c. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi	55
Şekil 5.3.d. Toprak ve borunun boyuna kesit görünüşüne ait ağ gösterimi	56
Şekil 5.3.e. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi	56
Şekil 5.3.f. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi.....	57
Şekil 5.4 Kanal uzunluğu boyunca düğüm sayısına bağlı olarak değişen ortalama hava sıcaklık değerleri.....	58
Şekil 5.5. Haziran - Ağustos 2015 dönemi ortalama toprak sıcaklık değişimi	59
Şekil 5.6. Mevcut sonuçlarla literatürdeki sonuçlarının karşılaştırılması	61
Şekil 5.7 Mevcut sonuçlarla literatürdeki sonuçlarının karşılaştırılması	63
Şekil 5.8.a. PVC kanalda hava çıkış dirseğine ait hız vektörleri dağılımı ($Re = 2 \times 10^4$).....	66
Şekil 5.8.b. PVC kanalda hava çıkış dirseğine ait hız vektörleri dağılımı ($Re = 4 \times 10^4$)	66
Şekil 5.8.c. PVC kanalda hava çıkış dirseğine ait hız vektörleri dağılımı ($Re = 4 \times 10^4$).....	67
Şekil 5.9. Standart bir Güneş bacasının dikey kesiti ve sınır ayrımları.....	68
Şekil 5.10. Geometrik modeli oluşturulan bir Güneş bacası sistemi.....	69
Şekil 5.11. Fiziksel alanın izometrik görünümü.....	70

Şekil 5.12. Fiziksel alanın şematik yan görünüşü	70
Şekil 5.13. Binanın geometrik modellenmesi.....	72
Şekil 5.14. Binanın duvar ve çatı bölümü için kullanılan malzemeler.....	73
Şekil 5.15.a. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 2.54 cm)	74
Şekil 5.15.b. Güneş bacasının modellenmesi (Hava kanalı = 2.54 cm)	74
Şekil 5.16. Kenar methodu kullanılarak ağ yapısının oluşturulması (Hava kanalı = 2.54 cm)	75
Şekil 5.17.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 2.54 cm)	76
Şekil 5.17.b. Güneş bacasının binayla üst bağlantı noktası için ağ yapısı (Hava kanalı = 2.54 cm)	76
Şekil 5.18. Çözüm için yakınsama eğrileri (Hava kanalı = 2.54 cm).....	78
Şekil 5.19. Bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 2.54 cm).....	79
Şekil 5.20.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)	79
Şekil 5.20.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)	80
Şekil 5.20.c. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)	80
Şekil 5.21. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı.....	81
Şekil 5.22. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)	81
Şekil 5.23. Bina içerisindeki sıcaklık değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)	82
Şekil 5.24. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 7.62 cm).....	83
Şekil 5.25. Kenar methodu kullanılarak ağ yapısının oluşturulması (Hava kanalı = 7.62 cm)	84
Şekil 5.26.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 7.62 cm)	84
Şekil 5.26.b. Güneş bacasının binayla sol yan bağlantı noktası için ağ yapısı (Hava kanalı = 7.62 cm)	85
Şekil 5.27. Çözüm için yakınsama eğrileri (Hava kanalı = 7.62 cm).....	85
Şekil 5.28.a. Bina ve baca içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 7.62 cm)	86
Şekil 5.28.b. Güneş bacası boyunca hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 7.62 cm)	87

Şekil 5.29.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)	87
Şekil 5.29.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)	88
Şekil 5.30. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı.....	88
Şekil 5.31. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)	89
Şekil 5.32. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)	89
Şekil 5.33.a. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 12.7 cm)	90
Şekil 5.33.b. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 12.7 cm).....	90
Şekil 5.34.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 12.7 cm)	91
Şekil 5.34.b. Güneş bacası hava çıkış bölümü için ağ yapısı (Hava kanalı = 12.7 cm)	92
Şekil 5.35. Bina ve baca içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 12.7 cm)	93
Şekil 5.36. Güneş bacası boyunca hız vektörleri (Hava kanalı = 12.7 cm).....	93
Şekil 5.37.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)	94
Şekil 5.37.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)	94
Şekil 5.38. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı.....	95
Şekil 5.39.a. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)	95
Şekil 5.39.b. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)	96
Şekil 5.40. Farklı hava kanalı derinlikleri için sıcaklık farklarının karşılaştırılması	97
Şekil 5.41. Farklı hava kanalı derinlikleri için basınç farklarının karşılaştırılması.....	98
Şekil 5.42. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)	100
Şekil 5.43. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı = 2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)	100

Şekil 5.44. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)	101
Şekil 5.45. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)	102
Şekil 5.46. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)	102
Şekil 5.47. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)	103
Şekil 5.48. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re = 10^4$)	104
Şekil 5.49. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re = 10^4$)	104
Şekil 5.50. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re = 10^4$)	105
Şekil 5.51. Güneş bacası ve toprak hava ısı değiştiricisi hibrit sisteminin şematik gösterimi.....	108
Şekil 5.52. Güneş bacası sisteminin geometrik modeli	109
Şekil 5.53.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı	110
Şekil 5.53.b. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı	110
Şekil 5.53.c. Hava giriş açıklığı için ağ yapısı	111
Şekil 5.53.d. Güneş bacası sisteminin çıkış açıklıkları için ağ yapısı	111
Şekil 5.54.a. Güneş ışıınım değerlerinin hesaplanması	112
Şekil 5.54.b. Güneş ışıınım değerlerinin hesaplanması	112
Şekil 5.55. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi.....	113
Şekil 5.56. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) dağılımı	114
Şekil 5.57.a. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı	114
Şekil 5.57.b. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı	115
Şekil 5.57.c. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı	115
Şekil 5.58.a. Güneş bacası boyunca sıcaklık vektörleri	116
Şekil 5.58.b. Güneş bacası boyunca sıcaklık vektörleri	116
Şekil 5.58.c. Güneş bacası boyunca sıcaklık değişimi	117
Şekil 5.59.a. Bina içerisindeki hız vektörleri.....	117
Şekil 5.59.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi	118

Şekil 5.60.a. Güneş bacası ve bina içerisindeki hız vektörleri	118
Şekil 5.60.b. Güneş bacası ve bina içerisindeki hız dağılımı	119
Şekil 5.61. Farklı Güneş ışınlamaları için saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması	120
Şekil 5.62. Farklı Güneş ışınlamaları için sıcaklık değişimlerinin literatür ile karşılaştırılması	120
Şekil 5.63. Farklı kanal çapları için sıcaklık değişimlerinin literatür ile karşılaştırılması	124
Şekil 5.64. Mevcut çalışma sonuçlarının Güneş ışınlamına göre literatürle karşılaştırılması (Hava giriş yüksekliği 0.1 m, Hava kanalı aralığı 0.1 m).....	127
Şekil 5.65. Mevcut çalışma sonuçlarının Güneş ışınlamına göre literatürle karşılaştırılması (Hava giriş yüksekliği 0.2 m, Hava kanalı aralığı 0.1 m).....	127

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Pasif ve aktif Güneş sistemlerinde ısıtma ve soğutma mekanizmaları	7
Tablo 3.2. Literatürden seçilmiş çeşitli pasif Güneş sistemleri.....	9
Tablo 3.3. Uygulamalı olarak yapılan bazı Güneş yönünde soğurucu yüzey sistemleri	13
Tablo 4.1. Akışkanlar dinamiği denklemleri	47
Tablo 4.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanıldığı bazı mühendislik uygulamaları.....	48
Tablo 5.1 EAHE uzunluğu boyunca farklı düğüm sayılarındaki ortalama hava sıcaklık değerleri (K).....	58
Tablo 5.2. Elazığ İline ait yıllara göre aylık maksimum sıcaklık değerleri.....	59
Tablo 5.3. Çalışmada kullanılan fiziksel ve ısı parametreleri ve değerleri	60
Tablo 5.4. Fiziksel ve ısı parametreleri ve değerleri	61
Tablo 5.5. Sayısal çalışmada kullanılan fiziksel ve ısı parametreleri ve değerleri.....	62
Tablo 5.6. Misra ve diğ. yapmış oldukları çalışma ile mevcut sonuçların kanal uzunluğu boyunca hava sıcaklık dağılımları (K)	63
Tablo 5.7. PVC kanal uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık dağılımları (K).....	64
Tablo 5.8 Çelik (%0.5 C) kanal uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık dağılımları (K)	64
Tablo 5.9. Yapının genel malzeme özellikleri.....	71
Tablo 5.10. Yapıdaki cam malzeme özellikleri.....	72
Tablo 5.11. Yapıdaki diğer malzeme özellikleri	73
Tablo 5.12. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum değerler (Hava kanalı = 2.54 cm)	75
Tablo 5.13. Solar Load Model verileri (Hava kanalı = 2.54 cm)	77
Tablo 5.14. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri (Hava kanalı = 7.62 cm)	83
Tablo 5.15. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri (Hava kanalı = 12.7 cm)	91
Tablo 5.16. Termofiziksel Özellikler	106
Tablo 5.17. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri.....	109
Tablo 5.18. Çeşitli Güneş ışıınım değerleri için sonuçlar	119

Tablo 5.19. Farklı çevre sıcaklıkları için sonuçlar	121
Tablo 5.20. Farklı eğim açıları için sonuçlar	122
Tablo 5.21. Farklı soğurucu yüzey uzunlukları için sonuçlar	123
Tablo 5.22. Farklı kanal uzunlukları için sonuçlar	123
Tablo 5.23. Farklı kanal çapları için sonuçlar	124
Tablo 5.24. Farklı hava giriş yükseklikleri için sonuçlar	125
Tablo 5.25. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 300 W/m ²).....	125
Tablo 5.26. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 500 W/m ²).....	126
Tablo 5.27. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 700 W/m ²).....	126

SEMBOLLER LİSTESİ

c_p	: Özgül ısı (kJ/kg.K)
D	: Çap (m)
f	: Sürtünme faktörü
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
Gr	: Grashof sayısı
H	: Yükseklik, derinlik (m)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Yatay uzunluk (m)
M	: Mach sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
r	: Yarıçap (m)
Re	: Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık (K)
t	: Zaman (s)
t_t	: Borunun cidar kalınlığı (m)
u	: x yönündeki anlık hız bileşeni (m/s)
V	: Hız (m/s)
v	: y yönündeki anlık hız bileşeni (m/s)
V_{ort}	: Ortalama hız (m/s)
w	: z yönündeki anlık hız bileşeni (m/s)
ω	: Frekans (rad/s)
α	: Isıl yayılım katsayısı (m ² /s)
ε	: Yayılma hızı (m/s)
δ	: Toprak kalınlığı (m)
ν	: Kinematik viskozite (m ² /s)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu (kg/m ³)
λ	: Isıl yayılım (m ² /s)
Φ	: Dissipasyon terimi
β	: Hacimsel genleşme katsayısı
θ	: Açık
μ	: Dinamik viskozite (kg/m.s)

ALT İNDİSLER

a	: Hava
c	: Cam
$\checkmark$	: Çevre
f	: Hava akışı
i	: İç
o	: Oda
s	: Toprak
t	: Boru

w : Cidar
y : Soğurucu yüzey

KISALTMALAR

CFD : Computational Fluid Dynamics
EAHE : Toprak-Hava Isı Değiştiricisi
GB : Güneş Bacası
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC: Isıtma, Havalandırma ve Soğutma
IEA : Uluslararası Enerji Birliği
IPWSC: Eğimli Pasif Güneş Bacası Duvarı
NREL : Natural Renewable Energy Laboratory
PV : Fotovoltaik
PVC : Polyvinyl Chloride
RNG : Reynolds Normalized Group
SC : Solar Chimney
SHC : Güneş Isıtma ve Soğutma

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte enerji ihtiyacı her yıl yaklaşık %4-8 oranında artmaktadır. Bu ihtiyacın büyük bir bölümünü karşılayan fosil yakıt kaynakları ise çok hızlı bir şekilde azalmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin önümüzdeki 50 yıl içinde tükeneceği tahmin edilmektedir. Bu nedenle, araştırmacılar var olan enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması ve yeni enerji kaynaklarının araştırılması için çalışmalar yapmaktadırlar. Bu kaynaklardan en önemlisi kendini sınırsız tekrarlayan ve hammadde bağımlısı olmayan yenilenebilir enerji kaynaklarıdır [1].

Yenilenebilir enerji kaynakları genel olarak; Güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidroelektrik enerji, jeotermal enerji, biyoenerji ve hidrojen enerjisi şeklinde sıralanabilir.

1973 yılı Petrol krizi ile mevcut enerji kaynakları hakkında bir güvensizlik ortamı oluşmuş ve yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilgi artmıştır. 1980'li yıllarda petrol fiyatları düşmüş fakat daha önce gündeme gelen “enerji güvenliği” kavramı kalıcı olmuş ve “enerjinin çeşitlendirilmesi” enerji politikalarının vazgeçilmez parçalarından biri haline gelmiştir. Kaynak çeşitliliği olması sebebiyle enerji konusunda güven veren yenilenebilir enerji kaynakları bu sayede enerji yelpazesinde yer almıştır [2].

Geleneksel enerji üretim ve tüketim yöntemlerinin çevre ve doğal kaynaklar üzerinde olumsuz etkilere sebep olduğu anlaşılmış ve çevre kirliliğine yol açmayan yenilenebilir enerji kaynaklarının “temiz enerjiler” olarak destek görmesine sebep olmuştur. Çevre bilincinin de ortaya çıkmasıyla yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanım alanı artmıştır [2].

Yenilenebilir enerji kaynakları, en az seviyede çevresel etki oluşturmaları, bakım ve işletme masraflarının düşük olması ve çeşitli doğal kaynaklardan elde edilebilmeleri gibi özellikleri sebebiyle ülkemiz için oldukça önemli bir yere sahiptir.

Fosil enerji kaynaklarının kıtlığı ve artan enerji fiyatları, soğutma sistemlerinin tekrardan gözden geçirilmesine ve binalardaki konfor şartlarına doğal yollarla ulaşılması için bu alandaki çalışmaların ve yeni teknolojilerin gelişimine neden olmuştur. Son yıllarda, ekonomik olarak güçlü ve nüfusun yoğun olduğu bazı ülkeler, sürdürülebilir enerji kaynaklarının kullanımını ve çevresel korumayı dikkate alarak enerji tasarrufu için yeni uygulamaları hayata geçirmektedirler. Çevreye olan zararın artması, uluslararası seviyede daha fazla farkındalık oluşturmuş, bu da altyapı sektöründe yeşil enerji bina konsepti şeklinde sonuçlanmıştır. Bu yüzden, araştırmacıların, çevrecilerin ve mimarların ana odak

noktası, enerjinin korunumu ve bunun binalarda uygulanması olmuştur. Ayrıca, alternatif enerji kaynaklarının, binalarda soğutma ihtiyacının büyük bir kısmını karşılayabileceği tespit edilmiştir [3].

Genel olarak binalar, toplam enerji ihtiyacının %35.3'unu tüketmektedir [4]. Binalarda en fazla enerji tüketimine sebep olan sistemler ısıtma, havalandırma ve soğutma (HVAC) sistemleridir. Bunlar iç mekan iklimlendirme sistemleri, ısı konforu ve iç mekanların hava kalitesini sağlamak için nem ve sıcaklığı kontrol eden sistemlerdir. Binalardaki toplam HVAC enerji tüketimi miktarı yerel iklim koşullarıyla ila yakından ilgilidir. Soğutma sistemleri, soğutma sağlamanın yanında binayı direk Güneş ışınlamından korur ve hava sirkülasyonunu artırır. Soğutma, sıcak iklimli ülkelerde veya yaz ayları boyunca elektrik ihtiyacının en yüksek seviyelere çıkmasına sebep olan en önemli etkenlerden biridir. Soğutma sistemleri, CO₂ emisyonları bakımından da önemli etkiye sahiptir [4, 5]. Bu yüzden, yenilebilir enerji soğutma için hayati bir enerji kaynağı oluşturmaktadır. Özellikle Güneşten gelen maliyetsiz Güneş ışınlamını kullanan Güneş enerji sistemleri bu alanda önemli bir yer tutmaktadır.

Doğal havalandırma ve pasif soğutma konusu, bina soğutması için bütün doğal yöntem ve teknikleri kapsar. Bu sistemler, yenilebilir enerji kaynaklarından başka herhangi bir enerji girişi olmaksızın soğutma sağlayabilmektedir. Pasif soğutma teknolojileri aynı zamanda, bina sakinlerinin ısı konforu ile doğrudan ilişkilidir. Mekanik olarak ısı transferi teknikleri yardımıyla pasif soğutmanın verimini arttırmak mümkündür [6]. Bu tarz sistemler genel olarak iki veya daha fazla teknolojinin birleşmesiyle mümkün olmakta ve hibrit soğutma sistemleri olarak adlandırılmaktadır. Hibrit sistemler ile enerji tüketimi çok düşük seviyelerde tutularak, sistemlerin verimi ve uygulanabilirliği büyük ölçüde geliştirilmiştir.

Bu çalışma ile ortam havalandırması ve soğutulması için pasif Güneş teknolojileri incelenmiş, bu alanlardaki araştırma ihtiyaçları tespit edilmiş ve uygun tasarımlar üzerinde çözümlemeler yapılmıştır. İncelemeler, çalışma mekanizmalarına göre tartışılmıştır. Binalarda kullanılan pasif soğutma sistemleri, soğutma amaçlı ön cephe teknolojileri, çatı sistemleri ve bunlar için uygun mekanizmalar geniş kapsamlı araştırılmıştır.

2. ÇALIŞMANIN AMACI

Çevresel konfor, ekonomi ve enerji tasarrufu binalar için dikkate alınması gereken temel unsurlardandır. Bugüne kadar kurumsal, ticari ve konut binalarında, elektrikli klima sistemleri sakinlerin sağlığı ve konforu için kullanılmaktaydı. Bu bağlamda, klima talebi artan nüfus ve insan ihtiyaçları sebebiyle her yıl artmaktadır. Bu sistemler üzerinde artan maliyet, yenilenemeyen enerji kaynaklarının günden güne tükenmesi ve çevresel faktörler, araştırmacıları 70'li yıllardan itibaren Güneş ve pasif sistemler üzerinde çalışmaya yoğunlaştırmıştır. Pasif soğutma teknikleri yaz aylarında ısı konfor sağlamanın yanında soğutma için kullanılacak enerjinin de azalmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada gelecek vaat eden pasif soğutma sistemlerinden, doğal havalandırma sağlayacak olan Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştirici sistemleri detaylı olarak incelenmiştir. Doğal havalandırma için kullanılan sistemler genellikle ılıman iklimler ve kapalı ortamlarda uygulanabilmektedir. Öte yandan Güneş bacası sistemi, Güneş enerjisinin mevcut olduğu her yerde yapılar üzerine kurulabilmektedir.

Özellikle sıcak iklimli bölgelerde ısı konforun sağlanması büyük önem taşımaktadır. Ülkelerin enerji giderlerinin büyük bir bölümü bu iş için harcanmakta ve bu durum hayat standartlarını ağırlaştırmaktadır. Pasif sistemler ile var olan iklimsel koşullar ve yapı malzemeleri kullanılarak optimal tasarımlar elde edilebilmektedir.

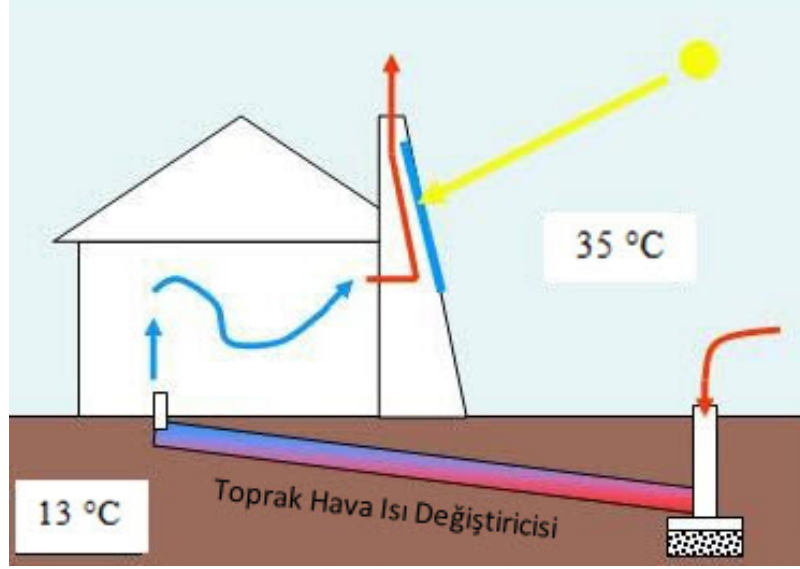
Son yıllarda birçok farklı alandaki mühendislik tasarımı doğrudan uygulamaya dönük sayısal yöntemlerle yapılmakta ve insan hayatına hizmet etmektedir. Özellikle 90'lı yıllardan önce mühendislikle ilgili tasarımlar analitik ve deneysel yöntemlerle yapılmaktaydı. Karmaşık mühendislik sistemlerinin analitik olarak çözülmesi oldukça zaman alıcı ve zahmetli olurken aynı zamanda çözüm kolaylığı açısından gerçekteki birçok unsur ihmal edilmektedir. Bu nedenle de deneysel çalışmalarla tasarımın kontrol edilmesi yoluna gidilmektedir. Fakat bu yöntem de oldukça pahalı ve zaman almaktadır. 90'lı yıllarla beraber bilgisayar ve yazılım teknolojisindeki hızlı gelişme mühendislik tasarımına büyük bir kolaylık ve hız getirmiştir. Özellikle karmaşık sistemlerin çözümlemesi için geliştirilen bilgisayar çözümleme yazılımları mühendislere büyük bir zaman ve hız kazandırmıştır. Analitik ve deneysel çalışmaların olumsuzlukları bu şekilde azaltılabilmektedir. Gelişmiş çözümleme programları uygun kullanıldığı takdirde gerek tek başına, gerekse analitik ve deneysel çalışmalara destek olarak bilimsel çalışmalarda da büyük kolaylık sağlamaktadır.

Bu sebeple bu tezdeki tasarım ve çözümleme çalışmaları ağırlıklı olarak bilgisayar destekli olarak ANSYS paket programı kullanılarak yapılmıştır.

Daha önce yapılan deneysel, teorik ve sayısal çalışmalar incelenerek yeni bir pasif soğutma sistemi Elazığ iklim şartları için tasarlanmıştır. Literatürdeki çalışmalarda bazı eksiklikler tespit edilmiş ve bunların giderilmesi adına sayısal çözümlemeye ağırlık verilerek özellikle malzeme ve tasarım konusunda iyileştirmeler yapılmıştır [7]. Literatürde bulunan çalışmalarda koşullar ve mimari açıdan kullanılan malzemeler gibi veriler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) vasıtasıyla ANSYS Fluent paket programı kullanılarak ve tekrar düzenlenerek incelenmiş ve doğrulamalar yapılmıştır. Ayrıca daha önce yapılan çalışmalarda yapılar için genelde sadece bir pasif soğutma sistemi kullanıldığı görülmüş ve dolayısıyla istenilen soğutma kapasitesine ulaşamadığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada ise, pasif soğutma sistemlerinden olan toprak-hava ısı değiştiricisi ve Güneş bacası sistemleri bir arada hibrit bir sistem olarak bir binanın ısıl konforunu sağlamak için kullanılmıştır. Bu sistem ile gün içinde soğutma ve doğal havalandırma etkin bir biçimde gerçekleştirilebilecektir. Hibrit sistemin iki temel parçasından biri olan Güneş bacası, binaların güney cephesine cam yüzey ve soğurucu duvar yerleştirilmiş sistemlerdir.

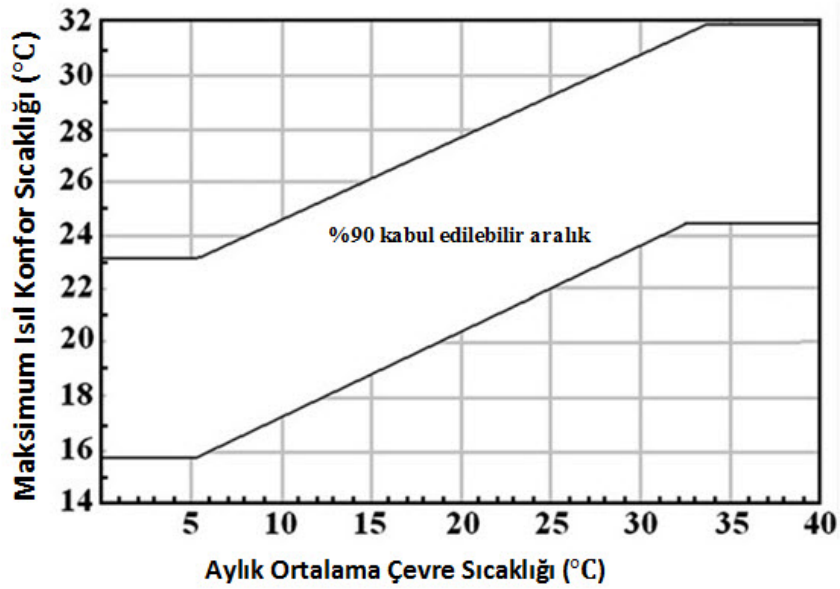
Toprak-hava ısı değiştiricisi ise, yer altında belirli bir derinliğe gömülen yatay borulardan oluşmaktadır. Birden fazla toprak-hava ısı değiştiricisi kullanılan sistemlerde borular yer altına paralel bir şekilde döşenir. Bu borular arasındaki mesafe, toprak ve hava arasındaki ısı geçişini artırmak amacıyla ısı penetrasyon derinliği ve kalınlığından daha fazla olacak şekilde belirlenir.

Kullanılan bu hibrit sistemin ayrı ayrı sayısı ve tasarımı her aşamada literatürle karşılaştırılarak uygulanmıştır ve sistem üzerinde iklim şartlarına göre değişiklikler yapılmıştır. Bu sayede sistemin sayısal çözümlemesi gerçekleştirilmiş ve deneysel verilerden elde edilen değerlerle kıyaslanarak sistem performansının daha da artırılması sağlanmıştır. Şekil 2.1’de pasif soğutma amaçlı bir hibrit sistem şematik olarak gösterilmiştir. Çalışmanın amacı, bilgisayar ortamında modellenecek Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştirici hibrit sisteminin en verimli şekilde çalışmasını sağlayabilmek, soğutma ve temiz hava için havalandırma performansını artırabilmek ve günümüz binalarına uygulanabilir hale getirmektir. Bu aşamada deneysel yerine HAD ile bilgisayar ortamında sayısal çalışma yapılması maliyet, zaman ve sistemin güvenilirliği açısından birçok fayda sağlayacaktır.



Şekil 2.1. Pasif soğutma amaçlı hibrit sistemin şematik gösterimi [8].

Bu çalışmada genel olarak Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi birlikte kullanılarak özellikle sıcak yaz aylarında ısı konforu amaçlanmaktadır. Şekil 2.2 Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Standartlarına göre gerekli olan iç hava sıcaklığını göstermektedir. Burada dış ortam sıcaklığının 0° - 40° arasında olduğu durumlarda ısı konforu için kabul edilebilir iç ortam sıcaklıkları belirtilmiştir [9].



Şekil 2.2. Isıl konfor için kabul edilebilir sıcaklık aralıkları [9].

Bu çalışma ile günümüzde kullanılabilecek çevreyle dost yeni bir soğutma sektörü oluşturulması diğer bir amaçtır. Bu yeni sistemle beraber bazı beklenen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Özellikle sıcak iklimlerde ve yaz aylarında binalar ve yerel kullanımlar için ısı konfor sağlamak.
- Soğutmada kullanılan enerji miktarını en aza indirerek, ekonomik açıdan katkı sağlamak.
- Fosil yakıtlara olan bağımlılığı azaltmak.
- Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasıyla CO₂ salınımını azaltmak ve doğal kaynakları koruma altına almak.
- Pasif soğutma teknolojisini bu sistemle beraber yeni bir sektör haline getirmek.
- Pasif soğutma sistemlerinin verimini hibrit sistem kullanarak artırarak maksimum verim elde etmek.



3. GENEL BİLGİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1. Pasif ve Aktif Güneş Sistemleri

Mevcut enerji kaynaklarının aşırı kullanımı ve gittikçe artan yüksek talepler, enerjinin daha verimli ve alternatif olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması gerekliliğini ortaya çıkarmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları ele alındığında, en bol olan ve kullanımı kolay olan Güneş enerjisi göze çarpmaktadır. Günümüzde de Güneş enerjisinin elektrik üretimi, ısıtma, soğutma ve havalandırma amacıyla özellikle binalarda en çok kullanılan yenilenebilir enerji kaynağı olduğu görülmektedir. Güneş enerjisinin binalarda kullanımı aktif ve pasif sistemler olarak sınıflandırılabilir. Tablo 3.1 pasif ve aktif Güneş sistemleri için ısıtma ve soğutma aşamalarını göstermektedir.

Tablo 3.1. Pasif ve aktif Güneş sistemlerinde ısıtma ve soğutma mekanizmaları [10].

	Yöntem	Isıtma	Soğutma
Aktif Güneş Sistemleri	Sistemdeki kullanılabilir enerjiyi artırmak için pompalar ve fanlar gibi elektrikli veya mekanik donanım kullanır.	-Soğurucu bileşen, Güneş enerjisini emerek ısıya dönüştürür ve bu ısı akışkan vasıtasıyla aktarılır. Toplanan Güneş enerjisi ısı değiştiriciye veya ısı ihtiyacını karşılayacak olan depolama tankına taşınır. -Güneş toplayıcıları, düz plaka veya boru şeklinde olabilmektedir.	-Toplanan Güneş enerjisi, genellikle Güneş destekli klima sistemleri olarak bilinen klimaların enerji kaynağı olarak kullanılır. -Cihazlar: soğurucu soğutucular, katı veya sıvı iklimlendirme sistemleri
Pasif Güneş Sistemleri	Aktif mekanik cihazlar kullanılmaz; sistem dışardan enerji kullanmaz veya gereksinim duyarsa çok az miktarda kullanır	-Pasif Güneş enerjisiyle ısıyı yakalamak veya tutmak için kullanılabilir. Güneşten gelen ısı emilir, depolanır veya ısıtma amaçlı ilgili yere gönderilir. -Güneş toplayıcıları: güney yönünde tasarlanan büyük cam yüzeyler veya çatı gibi yapı elemanları olabilmektedir.	-Hava akımlarını üretir ve yönlendirir, dolayısıyla ısıyı uzaklaştırır ve soğutma etkileri oluşturur, doğal havalandırması en yaygın olanıdır. -Cihazlar: binanın cephesi veya çatı gibi yapı elemanları.

3.2. Pasif Güneş Doğal Havalandırma Sistemleri

Pasif Güneş doğal havalandırma teknolojilerinin çalışma mekanizmaları genel olarak, hava akışını kontrol eden itici güç ve kaldırma kuvveti etkisidir. Hava akışının gerçekleşme sebebi, hava sıcaklık farkından dolayı ve bu yüzden gerçekleşen giriş ve çıkıştaki yoğunluk farkından dolayıdır [11]. Binalarda cepheler için, ya ısıyı depolamak ya da soğutma etkisine neden olacak havalandırmayı sağlamak amacıyla çeşitli şekillerde tasarımlar gerçekleştirilir. Bu tarz pasif Güneş cepheleri ve çatı tasarım sistemleri ile ilgili literatürde, kolektör performans çalışmalarını, maliyet ve enerji çözümlemelerini, bulgular ve tavsiyeleri bulmak

mümkündür. Tablo 3.2 literatürden seçilmiş, pasif Güneş sistemleriyle ilgili bazı çalışmaların özetlerini göstermektedir.

Son yıllardaki enerji alanındaki yüksek ihtiyaç sebebiyle Güneş enerjisinin enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanımı artmaktadır [1]. Güneş enerjisi soğutma amacıyla çeşitli formlarda kullanılabilir.

Günümüzde Güneş enerjisi kaynaklı birçok soğutma tekniği vardır. Bu çalışmada ağırlıklı olarak Pasif soğutma teknolojileri üzerinde durulacaktır. Bir bina için pasif soğutma özellikle sıcak iklimlerde enerji tüketimini azaltan ve istenmeyen ısıyı dışarı atılmasını sağlayan bir yöntemdir.

Pasif soğutmada kullanılan bazı sistemler şunlardır:

- Trombe Duvarı
- Güneş Yönünde Soğurucu Yüzey
- Güneş Çatısı
- Güneş Bacası

Bu çalışmada Güneşle pasif soğutma sistemlerinden Güneş bacası sisteminin tasarım ve çözümlemesi üzerinde durulacaktır.

Tablo 3.2. Literatürden seçilmiş çeşitli pasif Güneş sistemleri

Cephe / Çatı Tasarımları	Özellikler	Performans			Maliyet ve enerji çözümlemesi	Avantajlar / Bulgular	Sınırlamalar / Tavsiyeler	Ref
		Verilen koşullar	Sıcaklıklar (Anlık verim, %)	Akış hızı				
Güneş Bacası	Çalışmalar sıcak ve nemli iklim koşullarında, açık, az bulutlu ve bulutlu hava durumları boyunca yapılmıştır.	1-Açık hava: $T_a=35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $I=800\text{ W/m}^2$; Rüzgar hızı=2.6 m/s 2-Az Bulutlu: $T_a=34\text{ }^{\circ}\text{C}$; $I=594\text{ W/m}^2$; Rüzgar hızı=2.5 m/s 3-Bulutlu: $T_a=32\text{ }^{\circ}\text{C}$; $I=509\text{ W/m}^2$; rüzgar hızı=1.8 m/s	1- Hava çıkış sıcaklığı =38 $^{\circ}\text{C}$; İç ortam havası=33 $^{\circ}\text{C}$. 2- Hava çıkış sıcaklığı =36 $^{\circ}\text{C}$; İç ortam havası=32 $^{\circ}\text{C}$ 3- Hava çıkış sıcaklığı=33 $^{\circ}\text{C}$; İç ortam havası=32 $^{\circ}\text{C}$.	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	-Güneş bacası, 32-40 $^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığının olduğu ortamlarda iç hava sıcaklığını 1.0 $^{\circ}\text{C}$ - 3.5 $^{\circ}\text{C}$ azaltabilir.	İç ortam sıcaklığı, çatı havuzu veya çatıya su püskürtülmesi yöntemlerinin sisteme eklenmesiyle 2.0 $^{\circ}\text{C}$ - 6.2 $^{\circ}\text{C}$ daha da düşürülebilir.	[12]
Güneş Bacası	Dikey, Trombe duvarına benzer	$I=650\text{ W/m}^2$ Hava kanalı aralığı=0.2 m	Hava çıkış sıcaklığı=39 $^{\circ}\text{C}$ İç ortam havası=30 $^{\circ}\text{C}$ (41%)	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	-Güneş ışıınının artmasıyla orantılı olarak sıcaklık artar ve dolayısıyla hava hızı artar -Sıcaklık artışı, hava kanalı aralığının küçülmesiyle azalır -Hava kanalı aralığının 0.3 m'den büyük olduğu durumlarda dahi ters hava akımı gözlenmemiştir.	Belirtilmemiş	[13]
Çift cepheler	1-Dış yüzey: camla kaplı; İç yüzey: camla kaplı 2-Dış yüzey: PV panel; İç yüzey: camla kaplı	Hava kanalı genişliği=0.8 m; Giriş alanı = Çıkış alanı	Belirtilmemiş	1-Hava debisi=0.27 m ³ /s. 2.Hava debisi = 0.36 m ³ /s.	-PV cephesi elektrik dönüşüm verimliliğini hücre sıcaklığını düşürerek artırmıştır.	-PV cephesi, dış hava sıcaklığı iç ortam sıcaklığından yüksek olduğunda PV hücrelerinin verimliliğini artırmıştır.	-Geçirgenliğin derecesine bağlı olarak PV panelinin dış yüzey sıcaklığı artmıştır.	[14]
Tek taraflı ısıtma amaçlı Güneş bacası	İzole edilmiş bitişik duvarlar mevcuttur.	Uzunluk= 1 m; Genişlik / yükseklik=0.1; Giriş sıcaklığı=20 $^{\circ}\text{C}$	Hava çıkış sıcaklığı=33 $^{\circ}\text{C}$	Hava debisi hızı=0.5 m ³ /s.	Belirtilmemiş	- Genişlik / yükseklik = 0.1 olduğunda hava akışı hızı maksimuma ulaşır	-İyileştirilmiş yükseklik, genişliğin yüksekliğe oranına göre ve mevcut pratik saha koşullarına göre belirlenebilir.	[15]
Tablo 3.2.'nin devamı								

Güneş duvarı	Trombe duvarına benzeyen sistem, cam yüzey, hava boşluğu, siyah metalik plaka ve yalıtımdan oluşur.	$I=406 \text{ W/m}^2$ $T_c=30^\circ\text{C}$; yükseklik =1 m; hava boşluğu =0.145 m	Hava çıkış sıcaklığı= 42°C İç ortam havası= 28°C	Kütleli debi=0.016 kg/s	Belirtilmemiş	-Sıcaklık duvar yüksekliğin artmasıyla ve hava kanalı boşluğunun azalmasıyla birlikte yükselir.	-Çok sıcak iklimlerde, doğal havalandırma yoluyla ısı konfor sağlamada yetersizdir. Fakat ancak ısı kazancını azaltarak soğutma yükünü azaltır.	[16]
Çatıyla bütünleşik su Güneş kolektörleri	Çatıyla bütünleşik, geleneksel çatı ve düz plaka şeklindeki Güneş kolektörleri yerine su peteği, iç izolasyonunu sağlayan su havuzu ve metal saç bileşenlerinden oluşur.	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	-160-220 Dolar/m ² -Günlük ortalama emilen enerji =0.68 GJ. -Yıllık enerji = 247 GJ.	- Çevresel koşullara uyum sağlamak için ve ısı dağılımını kontrol etmek için kullanılabilir. -Isıtma veya soğutma etkileri oluşturmak için kullanılabilir. -Kış boyunca sıcak su temin edilebilir.	Geniş çatı alanına ihtiyaç duyulmaktadır.	[17]
Çatı Güneş kolektörü	Tek ve çift geçiş tasarımı	$I = 500 \text{ W/m}^2$; $T_c=0^\circ\text{C}$; kütleli debi 2000 kg/sa.	1-Tekli geçiş: besleme hava = 12°C ; iç ortam havası= 8°C (27%). 2-Çiftli geçiş: besleme hava = 18°C ; iç ortam havası= 13°C (39%).	Belirtilmemiş	Uygun fan seçimi, başlangıçtaki yatırım ve işletme maliyetini azaltmak için önemlidir.	-Çift geçişin anlık verimliliği, aralıklı ısıtma veya doğal havalandırmaya göre tek geçişli kolektörden %10 daha yüksektir.	-Uzun bir kolektör yerine iki veya daha fazla kısa paralel kolektör önerilir.	[18]
Çatı Güneş kolektörü	Hava boşluğu ve çatı Güneş kolektörü açıklıklarından oluşur.	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	10-100 m ³ /sa.	Fazladan inşaat maliyeti gerektirir.	-Daha yüksek hava debisi sağlamak için daha büyük hava boşluğu ve daha büyük ve eşit açıklık gerektirir.	-Kişilerin ısı konforunu karşılamak yeterince doğal havalandırma sağlayamaz. -Sistem performansını artırmak için Trombe duvarı gibi başka bir sistemin eklenmesi gerekebilir.	[19]

Not: I = Güneş ışıması; Ref = kaynaklar

3.2.1. Trombe Duvarı

Trombe duvarı Güneş enerjisini kullanarak ısıtma, havalandırma ve dolayısıyla bina sakinleri için çeşitli iklim şartlarında ısı konfor sağlamaktadır [20].

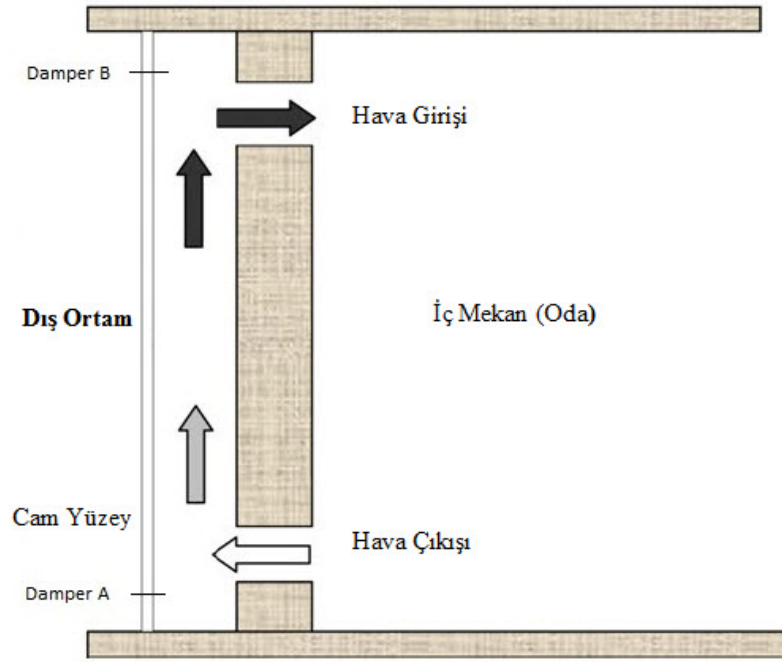
Klasik veya standart bir Trombe duvarı, bir dış cam ile kaplanmış arasında hava kanalı bulunan çok büyük bir duvardır [21]. Trombe duvarının şematik gösterimi Şekil 3.1 de verilmiştir. Bu büyük duvar, Güneş enerjisini cam aracılığıyla emer ve depolar ve bu enerji bina sakinlerinin ihtiyacı halinde kullanılır. Bu enerjinin bir kısmı taşıma ile duvarlardan geçerek binanın içine transfer edilir [22–24]. Aynı zamanda, düşük sıcaklıktaki hava, duvarın alt menfezinden geçerek odadan kanala girer ve bu hava duvar tarafından ısıtılır ve yukarıya doğru olan akış kaldırma kuvveti etkisinden dolayı gerçekleşir. Daha sonra ısınan hava, duvarın üst menfezinden geçerek odaya geri döner. Trombe duvar tasarımı ile ilgili bazı sınırlar aşağıda belirtilmiştir;

- Düşük ısı direnç: Gece veya uzun süreli bulutlu hava dönemlerinde duvar tarafından emilen Güneş enerjisi miktarı çok az olur bu durumda dışarıdan içeriye ısı akışı gerçekleşir bu da binadan büyük miktarda ısı kaybına neden olur [25].
- Kış aylarında, geceler ve Güneşsiz günlerde ters ısı şifon (inverse thermo-siphon) olayı meydana gelir. Duvar iç oda sıcaklığından daha soğuk olduğu zaman, üst menfezden alt menfeze tersinir hava sirkülasyonu, havanın soğumasına ve bundan dolayı da oda sıcaklığının düşmesine neden olur [25, 26].
- Güneş yoğunluğu sabit ve periyodik değildir bu da duvarlarda sıcaklık dalgalanmalarına neden olur [26].
- Kanal genişliği, giriş ve çıkış açıklığı boyutlarının etkileri ısı iletim prosesini dolayısıyla toplam ısıtma performansını etkiler [26, 27].

Trombe duvarı ile ilgili yapılan iyileştirme çalışmaları genellikle giriş ve çıkış açıklıklarındaki hava hareketinin kontrolü, çeşitli ısı yalıtım ve hava kanalı tasarımları üzerine yapılmaktadır.

Cam yüzey üzerine yerleştirilen açılıp kapanabilir damperler Trombe duvarının kışın ısıtmada yazın ise soğutmada kullanılmasını sağlamaktadır [27, 28]. Şekil 3.1`de görüldüğü üzere damperlerin ikisinin de kapalı olduğu durumda sıcak hava iç mekana geri dönmekte ve ortamı ısıtmaktadır. Yaz döneminde ise üst hava girişi kapatılıp damper B açılır ve bu sayede ısınan hava kaldırma kuvveti etkisiyle dışarı atılır ve soğutma sağlanır. Ayrıca damper sisteminin olmadığı Trombe duvarında, iç ortam sıcaklığının dış ortam sıcaklığından

yüksek olduğu durumlarda alt hava çıkışı ve üst hava girişi kapatılarak bina için yalıtım sağlanabilmektedir [25].



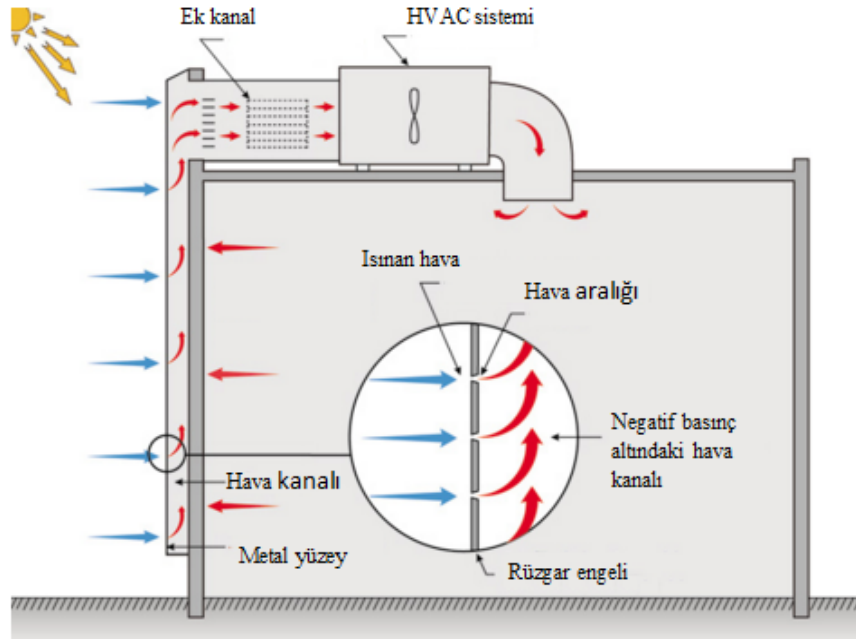
Şekil 3.1. Trombe duvarının şematik gösterimi [22].

3.2.2. Güneş Yönünde Soğurucu Yüzey

İlave ısı deposu tesisi olmaksızın ısıtma sistemi olarak çalışan bir diğer cephe tasarımı da havayı genelde ısıtmak için soğurucu olarak çalışan delikli sacdan yapılmış duvardır. Bu tip Güneş kolektörünün şematik çizimi Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Bu kolektör, Uluslararası Enerji Birliği (IEA)’nin Hava Sistemi Çalışma Grubu ve Güneş Isıtma ve Soğutma (SHC) Task 14 tarafından camsız delikli-soğurucu kolektör olarak bilinmektedir. Conversal Engineering Inc. bu ürünü Güneş duvarı (Solarwall) olarak tanımlamasına rağmen, araştırmacılar bunu camsız Güneş sızdıran cephe olarak isimlendirmiştir.

Metal kaplama Güneş ışıınımı ile ısıtılır. Havalandırma fanları yardımıyla, Güneşle ısıtılmış hava, sızdırmalı sacın delikleri üzerinden çekilir. Isınmış hava daha sonra HVAC girişine ve buradan da bir bağlantı yardımıyla bina içine girer. Bu teknoloji Kanada’da çok fazla sayıdaki yerleşim alanında ve dünya çapındaki birçok yerde kurulmuştur [29–31]. Tablo 3.3 uygulamalı olarak ortam ısıtması için yapılan bazı çalışmaları göstermektedir. Sonuçlara bakıldığında bu tür yapıların maliyetinin Trombe duvarı sisteminin maliyetinden

daha düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca sistemin binada kullanılan enerji miktarını kolektör tasarımına göre büyük miktarda düşürdüğü tespit edilmiştir.



Şekil 3.2. Güneş Yönünde Soğurucu Yüzey [32].

Tablo 3.3. Uygulamalı olarak yapılan bazı Güneş yönünde Soğurucu yüzey sistemleri

Çalışma	Kolektör alanı ve türü	Hava debisi (m ³ /sa.)	Sıcaklık artışı	Verimlilik	Enerji tasarrufu	Maliyet çözümlemesi	Ref
GM, Oshawa	420 m ² brüt; %2 duvardaki, %1 çatıdaki gözeneklilik	72	13°C (Güneş ışınlamı= 500 W/m ²)	%52	754 kWh/m ² /yıl	Enerji dağıtım maliyeti= 59 Dolar/GJ/yıl (1991)	[33, 34]
Ford Kanada	1877 m ² ; yatay duvar; %2 duvardaki, %1 çatıdaki gözeneklilik	125	12°C (Güneşli gün)	%52	917 kWh/m ² /yıl	Enerji dağıtım maliyeti= 25 Dolar/GJ/yıl (1990)	[33]
Windsor Konut Otoritesi	335 m ² ; oluklu koyu kahverengi alüminyum	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	195.700 kWh/yıl (tahmini)	Tahmini tasarruf: 4184 Dolar/yıl (doğalgaz= 2.2 cents/kWh)	[35]
NREL Atık Yönetimi Tesisi	27.9 m ² ; %2 gözeneklilik	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	%63-%68	Belirtilmemiş	Belirtilmemiş	[33]
PV/Güneş duvarı panelleri	Güneş duvar paneli alanı= 1.1664 m ² ; PV hücreleri Güneş duvar yüzeyinin %24'ünü kaplar	100	Belirtilmemiş	(Güneş ışınlamı= 600 W/m ²) Isıl verimlilik= %48 Toplam verimlilik= %51	Enerji tasarrufu= 500-1000 kWh/m ² /yıl; PV gücü =18.5 W; üretilen elektrik tahmini 50-100 kWh/m ² /yıl (tahmini)	Belirtilmemiş	[36]

3.2.3. Güneş Çatısı

Çatı ile pasif soğutma metotları, çatı havuzları, çatı bahçeleri ve ısı yalıtımlar olarak sıralanabilir. Güneş açısının büyük olduğu iklimlerde, Güneş çatı havalandırması Trombe duvar tasarımından daha iyi performans gösterebilir. Çünkü çatı kolektörleri Güneş enerjisini toplamak için daha geniş yüzey alanı ve daha yüksek hava çıkış sıcaklığı sağlamaktadır [37].

Khedari ve arkadaşları [19], tek çatı Güneş kolektör sistemi ile oda ısı konforunu sağlamak için çok küçük bir potansiyelin olduğunu gözlemlemişlerdir. Trombe duvarı gibi çatı Güneş kolektörü ile ortak kullanılabilen ilave sistemlerle, özellikle sıcak iklim koşullarında daha iyi soğutma etkisi sağlanabilir. Dimoundi ve arkadaşları yaz ve kış ayları boyunca çatı havalandırma sisteminin ısı performansını incelemişlerdir. Havalandırmalı çatı, takviyeli beton döşeme ve yalıtım katmanından, yalıtım ve üst prefabrik levha arasındaki hava boşluğundan oluşmaktadır. Sonuç olarak bu sistem, kış boyunca ısı performansta pek bir fayda sağlamamakla beraber asıl verimi yaz boyunca sağlamaktadır. Çünkü bina yalıtım özelliklerinden dolayı Güneş emiliminden korunacaktır [38, 39]. Fakat diğer taraftan, Zhai ve arkadaşları [18], çift geçişli hava boşluğunun değişim debisini arttıracak ve bu yüzden de genel olarak tek geçişli çatı Güneş kolektöründen %10 daha fazla verime sahip olacağını rapor etmişlerdir. Juanico [17], birkaç Güneş katmanından oluşmuş, su haznesi ve tabana metal sac ilave edilmiş, çatı ile bütünleşik su Güneş kolektörünü geliştirmiştir. Bu sistem yerel ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılabilir.

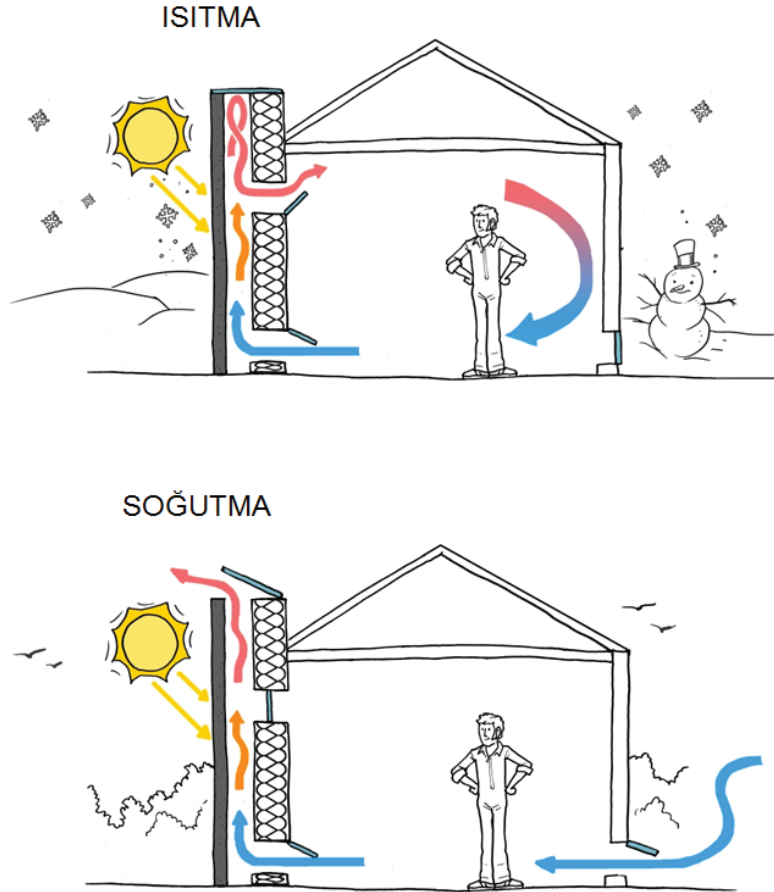
3.2.4. Güneş Bacası

Güneş bacası, bina içerisinden dışarıya doğru taşınım ile hava akımları oluşturmak için kullanılan sistemlerdir [40].

Güneş bacaları, binanın güney cephesine uygulanabilmektedir. Bu tür sistemlerde, bacanın dış yüzeyi Güneş ışınlarını geçirebilen şeffaf bir cam kaplama ve iç yüzeyi gelen Güneş ışınlarını soğurma amaçlı koyu metal malzeme ile kaplanmaktadır. Bina içerisine giren serin hava, bacanın alt çıkışından geçerek ve Güneş'in etkisiyle ısınarak bacadan dışarı atılmaktadır [41].

Güneş bacasının amacı, ısı enerjisini hava hareketinin kinetik enerjisine dönüştürerek bina içinde hava akışı sağlamaktır. Güneş bacası boyunca hava akış debisini kontrol eden itici

güç, Güneş bacası giriş ve çıkışındaki hava yoğunluğu farkından kaynaklanmaktadır. Güneş bacası sistemi soğutma için havalandırmanın yanında, ısınan havayı direk olarak bina içine gönderen fanlar vasıtasıyla ısıtma için de kullanılır. Güneş bacasının duvara monte edildiği durumlarda, çalışma mekanizması Trombe duvarı gibidir.

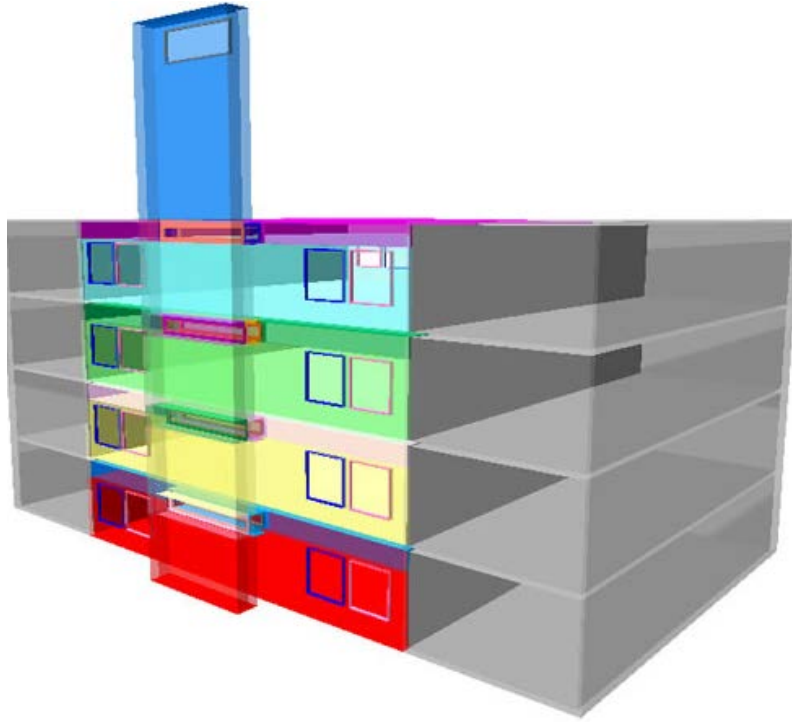


Şekil 3.3. Güneş bacasının çalışma yöntemleri [42].

Bu sistem, odaya Güneş kolektörü tarafından ısıtılan sıcak hava sağlayarak pasif ısıtma şeklinde çalışır. Soğuk veya ılıman iklim koşulları için, dış ortam sıcaklığı iç ortam sıcaklığından düşük olduğu zaman odanın ısı kazancını azaltmak için pasif ısıtma veya ısı yalıtımı olarak çalışır. Fakat sıcak iklimler için, Güneş bacası doğal havalandırmanın uygulandığı pasif soğutma şeklinde çalışır. Şekil 3.3 Güneş bacasının çalışma yöntemlerini göstermektedir. En temel ve en belirgin tasarım dikey bir baca şeklinde olan sistemlerdir. Güneş bacası sistemi için örnek bir katı model Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Fakat bu tarz tasarımlar sistem performansı ve görüntü açısından cazip olmayan yapılardır. Bu sistemlerde, daha düşük maliyet ve görsel olarak rahatsız etmeyen tasarımların

yapılabilmesi, kolektör veya soğurucu yüzeyin çatı eğimi boyunca yerleştirilmesi ile mümkün olabilmektedir [43, 44].

Güneş bacasının performansını incelemek için yapılan bazı çalışmalar, tipik Güneş bacası, Trombe duvarına benzeyen dikey tipleri, PV panel ile hibrit olabilen çift cidarlı giydirme cepheleri olarak sıralanabilir. Bu çalışmalar, Güneş bacalarının havayı ısıtmak veya bulutlu günlerde dahi soğutma etkisi oluşturmak için odayı havalandırabilmesinin mümkün olduğunu göstermektedir. Buna karşın, bulunulan ortam ve iklim koşullarına bağlı olarak, sadece tek bir soğutma bacasının ısıl konforu sağlayamadığı durumlarda, diğer aktif veya pasif ısıtma ve soğutma sistemlerini uygulamak gerekir.



Şekil 3.4. Güneş bacası sisteminin katı modeli [45].

Güneş bacası sistemi dikey veya eğimli olarak farklı şekillerde kurulabilir. Tasarım açısından iki ana grup altında toplayabiliriz;

- Duvar tipi Güneş kolektörleri (Trombe Wall ya da Solar Wall)
- Çatı tipi Güneş kolektörleri (Roof - Solar Collector)

Yapısal özellikler bakımından bir Güneş bacası sisteminin doğal havalandırma etkisini artırmak için Güneş ışınlarını tutma miktarını artırmak gerekir. Bu sebeple soğurucu yüzey (duvar), hava boşluk kanalı (air-gap), Güneş geçirgenliği yüksek olan cam yüzey kullanılarak Güneş bacasında hava akımı oluşması sağlanır. Bazı sistemlerde cam yüzey yerine fotovoltaik panel veya mat yüzey kullanılabilir [46, 47].

Güneş bacası sistemi daha önce birçok çalışmada deneysel olarak kullanılmıştır. Sistemin incelenmesinde iki önemli unsur dikkate alınmalıdır. Bunlar incelenecek sistemin mimari yapısı ve sistemin bulunduğu hava koşullarıdır. Güneş bacası sisteminin bilgisayar destekli çözümlemesi yeni bir yöntem olmakla beraber günden güne bu alana ilgi artmaktadır. Son on yıl içinde enerji alanında Güneş bacası sistemi araştırmacıların dikkatini çekmiş ve birçok çalışma yapılmıştır. Deneysel ve teorik olarak yapılan Güneş bacası çalışmalarında genellikle sistemin geometrisi, eğim açısı ve meteorolojik değerlerin sistem üzerinde etkisi araştırılmıştır. Araştırmacıların Güneş bacası sistemlerine olan ilgisi özellikle son on yılda belirgin bir şekilde artmıştır.

Bansal ve arkadaşları (1994), Güneş bacası destekli rüzgar kulesi sistemini analitik olarak bir bina için doğal havalandırma sağlamak amacıyla çalışmışlardır. Bu çalışmada çeşitli rüzgar hızlarında Güneş bacasının doğal havalandırma üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan bu çalışmayla, Güneş bacası sisteminin düşük rüzgar hızlarında daha verimli çalışacağı belirlenmiştir [48].

Gan ve Riffat (1998), bir bina için Güneş destekli doğal havalandırma sistemini ısı boruları kullanarak tasarlamış ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile bilgisayar destekli sayısal çözümlemesini yapmışlardır [49].

Hamdy ve Fikry (1998), maksimum doğal havalandırma sağlamak amacıyla, Güneş bacasına gelebilecek optimum Güneş açısını hesaplayarak sistemin tasarımını bu açıya göre yapmışlardır. Ayrıca, Güneş bacası giriş ve çıkış yüksekliğinin artırılmasının, Güneş bacası boyunca hava akış oranını da artıracakını göstermişlerdir [50].

Khedari ve arkadaşları (2000), bir ev üzerinde uygulamalı olarak Güneş bacası sistemini araştırmışlar ve sistemin ısı kazanımını düşürmede verimliliği üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında, evdeki pencere ve kapı gibi açıklıkların doğal havalandırma üzerindeki etkilerini ayrıca incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, Güneş bacası kullanımdayken evin ısı kazanımı düşürülmüş ve oda ısı konfor şartlarında sıcaklığa ulaşmıştır. Bu da Güneş bacası sisteminin verimli bir şekilde çalıştığını göstermiştir. Diğer taraftan, Güneş bacası sistemi kullanmak yerine pencere ve kapıları açarak doğal havalandırma sağlamanın faydalı olmadığı görülmüştür [51].

Afonso ve Oliveria (2000), deneysel çalışmalarında Güneş bacasıyla alışlagelmiş doğal havalandırma yöntemlerini kıyaslamışlardır. Deneysel sonuçlar, Güneş bacası sisteminin doğal havalandırma açısından daha etkili olduğunu göstermiştir [52].

Chen ve arkadaşları (2003), tek duvarlı Güneş bacası sisteminde farklı hava boşluk kanalları ve eğim açıları kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Yapılan bu çalışmayla, maksimum hava akımı için gerekli olan eğim açısının 45° , hava boşluk kanalının 200 mm ve Güneş bacası yüksekliğinin 1.5 m olması gerektiğini bulmuşlardır [53].

Zhai ve arkadaşları (2005) yine buna benzer bir Güneş bacası sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu sistemde hava kanalı için uzunluk 1500 mm, genişlik 500 mm ve hava boşluk kanalı için 100 - 500 mm arasında değişken değerler alınmıştır. Bu deneysel çalışmada hava kanalı arasındaki üniform ısı akısı 3 elektrikli ısı tabakası tarafından oluşturulmuştur. Bu tabakalar sistemde Güneş ışıınımları olarak rol oynamaktadır. Çalışmanın sonucunda, uygulamada kullanılan Güneş bacası sisteminde maksimum doğal havalandırma için optimum eğim açısı 45° olarak belirlenmiştir. Ayrıca en uygun hava kanalı uzunluğu 1 m civarında bulunmuştur [54].

Heras ve arkadaşları (2005) , İspanya Almeria Üniversitesinde bir binanın doğal havalandırma çözümlemesini yapmışlardır. Kurdukları 5 metrelik Güneş bacasıyla, ortamdaki hava akış hızı ve bina içindeki sıcaklık farkının Güneş bacasının yüksekliğiyle etkileşim içinde olduğunu ve bunun da sistem performansı için çok önemli olduğunu tespit etmişlerdir [55].

Mathur ve arkadaşları (2006), küçük boyutlu bir Güneş bacası sistemi üzerinde deneysel olarak çalışmışlardır. Soğurucu yüzey büyüklüğü ve hava kanalı boşlukları 9 farklı kombinasyonda denenmiştir. Yapılan bu çalışmayla doğal havalandırma miktarındaki artışın, soğurucu yüzey yüksekliği ve cam yüzeyle soğurucu yüzey arasındaki boşlukla doğru orantılı olduğu rapor edilmiştir. Güneş enerjisinden faydalanılarak elde edilen en yüksek doğal havalandırma miktarı 27 m^2 'lik bir oda için 1 m'lik Güneş bacası ve 700 W/m^2 ısı akısı kullanılarak elde edilmiştir [56].

Chantaweng (2006), camla kaplı Güneş bacası duvar sistemini tropik iklim koşullarında Tayland' da incelemiştir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda, cam duvarların Güneş ışınlarını tutarak binaya girişlerini azalttığı ve doğal havalandırma için ortam oluşturduğu gözlemlenmiştir [57].

Mathur ve arkadaşları (2006), doğal havalandırma için kullanılan Güneş bacasının Güneş ışınlarını yakalayabilmesi için gerekli olan eğim üzerinde analitik çalışmalar yapmışlardır. Çalışma sonuçlarına bakıldığında, sistem konumunun enlemine bağlı olarak optimum Güneş ışını tutma açısı aralığı 40° ile 60° arasında saptanmıştır [58].

Miyazaki ve arkadaşları (2006), Güneş bacalarının Japonya iklim şartlarında bir ofis binası için etkisini incelemiştir [59].

Tan ve arkadaşları (2007) , tasarladıkları Güneş bacası sisteminin iki boyutlu bilgisayar destekli çözümlemesini zamandan bağımsız olarak yapmışlardır. Bu çalışmadan elde edilen verileri daha önce yapılan deneysel çalışmalarla kıyaslamışlardır. Sonuç olarak eğim açısı ve Güneş bacası derinliğinin kütleli debi üzerinde büyük etkisi olduğunu saptamışlardır [60].

Harris ve Halwig (2007), bir bina için ısı konfor sağlamak amacıyla Güneş bacası sistemini bilgisayar destekli olarak CFD ile incelemişlerdir. Yapılan bu çalışmada eğim açısı, düşük geçirgenliği olan duvar ve çift cam yüzeylerin sistem üzerinde etkisi araştırılmıştır. Çalışma sonunda Güneş bacası için yataydan itibaren optimum eğim açısı 67.5° olarak belirlenmiş ve düşey bir Güneş bacası sistemine göre %11 daha fazla verim sağladığı hesaplanmıştır. Ayrıca, düşük geçirgenliğe sahip duvar yüzey kullanılması da %10 oranında verim artışı sağlamıştır [61].

Sakonidau ve arkadaşları (2008) , Güneş bacası sisteminde maksimum hava akımı sağlamak için teorik bir model oluşturmuşlardır. Bu model daha önce yapılmış CFD simülasyonlarla ve Yunanistan, Sennes'te yapılan uygulamalı model ile kıyaslanmıştır [62].

Bassiouny ve Kouna (2008), bir odada doğal havalandırmayı artırmak için Güneş bacası sistemini analitik ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmayla birlikte Güneş bacasının genişliğinin, sistemin giriş büyüklüğüne göre pasif soğutma için çok daha önemli olduğu saptanmıştır [63].

Chunloo ve Limmechokchai (2009), bir evin çatısının güney cephesine Güneş paneli, kuzey cephesine ise metal tavan profili yerleştirmişlerdir. Yapılan bu deneysel ve sayısal çalışmalarla sistemin doğal havalandırma yönünde artıları araştırılmıştır [64].

Arce ve arkadaşları (2009) , İspanya Tabernas'da güney cephe bir Güneş bacası inşa etmişlerdir. Güneş bacası, betona desteklenmiş, siyah bir cam yüzey olarak kurulmuştur. Deneysel bulgular sonucunda hava akımının, ısı eğim ve ortamdaki hava akış hızına bağlı olduğu kanıtlanmıştır [65].

Baharvand (2010), Güneş bacalarının verimini artırmak amacıyla sistemin farklı modellenmesi üzerine çalışmıştır [66].

Yang Qireng ve arkadaşları (2011), 2 katlı tipik bir bina için seri bağlı Güneş bacalarını incelemişlerdir. Yapılan bu çalışmayla havalandırmanın Güneş bacalarının toplam uzunluğu ile doğru orantılı olduğu gösterilmiştir. Güneş bacasının optimum uzunluk/genişlik oranı

12:1 olarak bulunmuştur. Yine aynı şekilde sistemin yataydan itibaren maksimum eğim açısı 4° olarak belirlenmiştir [67].

Lutao Wang (2012) bir Güneş bacasının bina üzerindeki soğutma verim çözümlemesini CFD Fluent kullanarak incelemiştir. Lutao bu çalışmasında Güneş bacasının hava geçiş derinliğinin çözümlemesini yaparak, bina için en uygun soğutma aralığını incelemiştir [68].

Tan ve Wong (2012), tropik iklimlerde Güneş bacası sisteminin performansını incelemişler ve sonuç olarak bina içi sıcaklığın çok hızlı bir şekilde düştüğünü ve yavaş bir şekilde arttığını rapor etmişlerdir. Ayrıca Güneş bacası giriş (inlet) konumunun bina içindeki hava hızını doğrudan etkilediği saptanmıştır [69]. Tan ve Wang (2013) buna benzer bir çalışmayı tropik koşullara göre optimum verim için tasarlamışlardır [70].

Jianliu ve Weihua (2013), bir bina üzerine entegre edilmiş Güneş bacası sistemini Energy Plus programıyla incelemiş ve performans çözümlemesini yapmışlardır. Çalışma sonucunda Çin'in Nanjing kentinde maksimum havalandırmayı sağlamak için optimum eğim açısı 45° olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, doğal havalandırmanın (soğurucu yüzey yüksekliği)/(cam ve soğurucu yüzey arasındaki boşluk) ile doğru orantılı olduğu bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar deneysel çalışmalarla kıyaslanmış ve doğrulanmıştır [71].

Rakesh Kanel ve Changwang Lei (2014), yeni bir Güneş bacası tasarımı üzerinde çalışmış ve Eğimli Pasif Güneş bacası Duvarı (IPWSC) adı altında bir model geliştirmişlerdir. Yapılan uygulamada sistemin ısı akısı $100 \text{ W/m}^2 - 500 \text{ W/m}^2$, hava boşluk kanal genişliği 0.1 m ve pasif duvar için eğim açısı $0 - 6$ derece arasında alınmıştır. Deneysel çalışma sonucunda eğim açısının sıcaklık dağılımı üzerinde çok fazla etkisinin olmadığı bulunmuştur. Ayrıca ASHREA standartlarına göre 27 m^2 'lik bir oda için yeterli havalandırma sağlayabilecek tasarım özellikleri aşağıdaki verilmiştir:

Soğurucu Yüzey Yüksekliği: 0.7 m, Hava Kanal Boşluğu: 0.1 m, Eğim Açısı: 6° , Isı Akısı: 500 W/m^2

Bu çalışmayla IPWSC sistem performansının bilindik Güneş bacası sistemiyle kıyaslandığında havalandırma veriminin çok daha fazla olduğu kanıtlanmıştır [72].

Hussain H. ve arkadaşları (2014), Malezya iklim şartlarına uygun bir Güneş bacası sisteminin matematiksel modellemesini yapmışlardır. Modelleme MATLAB bilgisayar programı kullanılarak iterasyon yöntemi ile enerji ve kütle denklemleri kullanılarak çözümlenmiştir. Çözümlemede kolektör alanları 15, 150, 600 m^2 , Güneş bacası boyu 5, 10 ve 15 m olarak alınmıştır. Yapılan çözümlemeler, daha önce uygulanan deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Çalışma sonucunda doğal havalandırma için en uygun

koşulların; Güneş Işınımını 400 W/m^2 , kolektör alanını 15 m^2 ve Güneş bacası yüksekliğini 5 m olarak belirlemişlerdir [73].

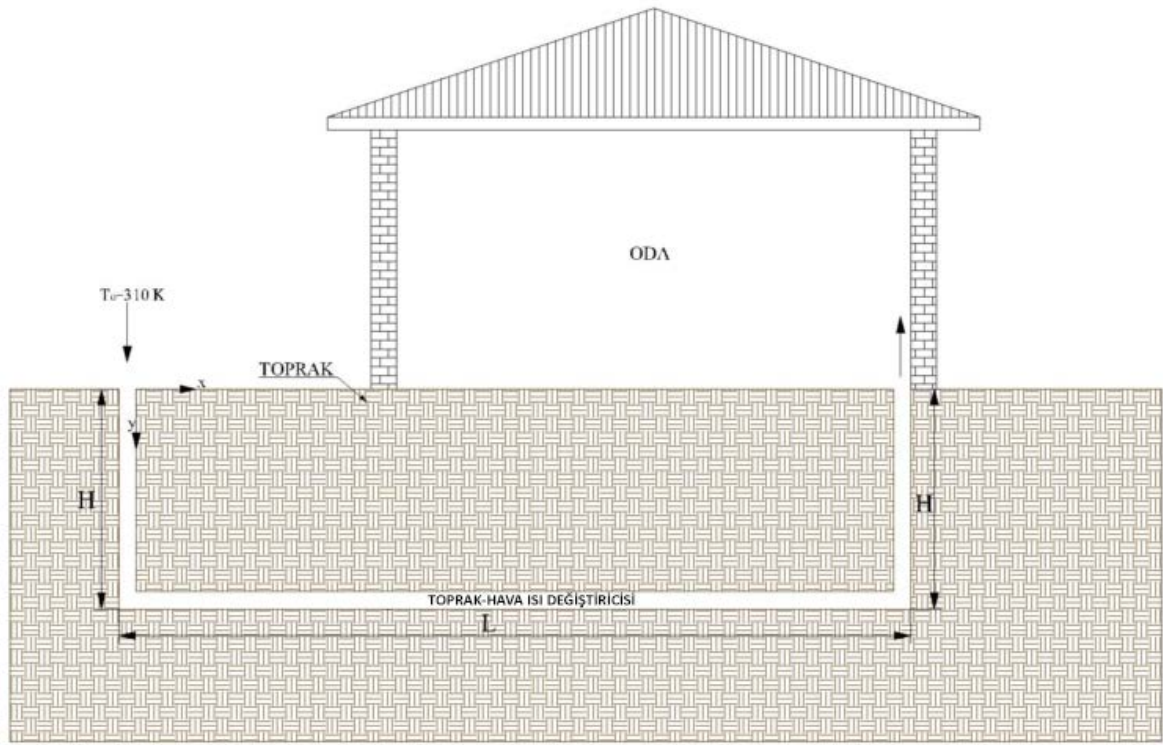
Tan ve arkadaşları (2014), Singapur'da sıfır enerji binası çalışmasında Güneş bacası sistemi için ortamın hava akış hızı ve bina içi hava sıcaklığının etkisi araştırılmıştır. Deneysel ve bilgisayar destekli çözümlemeler sonucunda 2 m/s 'den yüksek ortam hızları için Güneş bacası içindeki hava hızının arttığı gözlemlenmiştir. Diğer yandan Güneş Işınımının 700 W/m^2 ' den yüksek olduğu durumlarda hava akış hızının ciddi manada düştüğü rapor edilmiştir [74].

Rakesh ve Chengueng (2014), Güneş bacası sistemindeki doğal havalandırma akış davranışlarını ($Pr < 1$) düşey bir soğurucu yüzey için sayısal olarak incelemişlerdir. Bu çalışmayla birlikte, Güneş bacasındaki doğal havalandırma performans tahminlerinin kütesel debi cinsinden tahmin edilebileceği gösterilmiştir [75].

Alibakhsh Kasaeian ve arkadaşları (2014), Tahran Üniversitesinde Güneş bacasının geometrik optimizasyonu üzerine analitik ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Yapılan sayısal çözümlemeler kolektör alanı 3 m^2 ve Güneş bacası uzunluğu 2 olan deneysel çalışmayla kıyaslanmıştır. Elde edilen bulgulara göre, maksimum verim için kolektör girişi 6 cm, Güneş bacası uzunluğu ve çapı sırasıyla 3 m ve 10 cm olarak hesaplanmıştır. Yapılan bu çalışmayla hava akım hızının farklı Güneş bacaları için %4 - 25 oranında arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, Güneş bacasının boyu ve çapının doğal havalandırma için çok önemli olduğu vurgulanmıştır [76].

3.3. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi

Toprak-hava ısı değiştiricisi soğutma etkisi ile binanın ısısının düşmesine katkı sağlar ve doğal havalandırmanın iyileştirilmesi için uygulanabilir. Genel olarak toprak-hava ısı değiştiricisi toprak altına gömülü ve içinden geçen havanın binanın içine verildiği borulardır (Şekil 3.5). Zemin yüksek ısısal durağan özellikler gösterdiğinden belirli bir derinlikte yıl boyunca ısı hemen hemen sabittir. Bu olay sistemin yaz aylarında ısı soğurucu olarak, kış aylarında ise ısı kaynağı olarak kullanılmasına imkan sağlamaktadır [77].



Şekil 3.5. Toprak-hava ısı değıştiricisi modelinin şematik çizimi [78].

Sıcak ve kurak bölgelerde, yaz aylarında toprağın birkaç metre altındaki sıcaklık, günlük ortalama hava sıcaklığından ve açık bir gündeki hava sıcaklığından önemli ölçüde düşüktür. Bu yüzden toprak, dış ortam havasını soğutmak için bir soğutucu olarak kullanılabilir [79].

İyi bir toprak-hava ısı değıştiricisi tasarımı, sistemdeki ısı ve nem dinamiklerinin derinlemesine anlaşılmasına bağlıdır. Isısal davranışlar, soğutma veya ön ısıtma potansiyellerini incelemek için çeşitli analitik ve sayısal modeller geliştirilmiştir [80–83].

Krarti ve Kreider (1996), yeraltı hava tünelinin enerji performansını belirlemek için basit bir analitik model geliştirmiştir. Bu model ile hava tüneli- toprak sisteminin birkaç günlük çalışmadan sonra periyodik ve yarı kararlı davranışa eriştiği varsayılmıştır. Ayrıca, tünel hidrolik çapının ve hava akış oranının zemin ve tünel içerisindeki hava arasındaki ısı transferi etkisini belirlemek için parametrik çözümler gerçekleştirilmiştir [80].

Holmuller (2003), gömülü bir boru içerisindeki hava için giriş sinyalinin faz değışiminin ve genlik – sönümünün fiziksel yorumlanmasına yol açan periyodik bir giriş ortaya atmıştır [81].

Al-Ajmi ve arkadaşları (2006), Toprak & Hava Isı değıştiricisi sisteminin sıcak ve kurak iklimlerdeki dış hava sıcaklıklarını ve soğutma potansiyelini tahmin etmek için teorik bir

model geliştirmiştir. Bu çalışmayla birlikte sıcaklığın çok yüksek olduğu yaz aylarında normal bir ev için soğutma ihtiyaını %30'a kadar düşürdüğü gözlenmiştir [82].

Kumar ve arkadaşları (2006), yapay-sinir ağı ve hedefe yönelik tasarım konseptini kullanarak, toprak-hava ısı değiştiricisi boyutlarını ve son düzenlenen davranışları değerlendirmek için tasarımcılara yardımcı olacak bir bilgisayar tasarım sistemi önermiştir. Yapılan bu çalışmayla birlikte sistem performansını etkileyen 6 farklı değişkenin olduğu gösterilmiştir. Bu değişkenler; uzunluk, nem, ortamdaki havanın sıcaklığı, gömme derinliğindeki toprak sıcaklığı ve kütlesel hava akış oranıdır [83].

Bansal, V. ve arkadaşları (2010), çalışmalarında toprak-hava-borulu ısı değiştirici sistemlerinin ısı performansını ve çalışma parametrelerinin etkisini incelemişlerdir. . Borudan geçen hava hızının büyük ölçüde sisteminin performansını etkilediğini bulmuşlardır [84].

Misra ve arkadaşları (2013), Toprak-Hava Tüneli Isı Değiştirici (EATHE) ısı performansını Hindistan'da ağırlıklı olarak sıcak ve kuru iklim şartlarında deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modelleme kullanarak incelemişlerdir. Toprak-Hava Tüneli Isı Değiştiricisi ısı performansı üzerinde, akış hızının ısı iletkenlik çözümlemesini gerçekleştirmişlerdir. Akış hızındaki artışın Toprak-Hava Tüneli Isı Değiştirici sisteminin ısı performansının bozulmasına neden olduğu tespit etmişlerdir [85].

4. SAYISAL ÇALIŞMA

4.1. Ana Denklemler

Bazı akışlar düzensiz ve çalkantılıyken bazıları oldukça düzenlidir. Çalkantısız akım çizgileriyle belirtilen oldukça düzenli akış hareketi laminar akış olarak tanımlanır. Yağ benzeri yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızlarda hareketi genel olarak laminardır. Yüksek hızlarda meydana gelen ve oldukça düzensiz olan hız çalkalanmaları olarak tanımlanan akışkan hareketi türbülanslı akış olarak adlandırılır. Hava gibi düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızlarda hareketi genel olarak türbülanslıdır.

Laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş birden gerçekleşmez. Laminar ve türbülanslı arasında değişen akış geçiş akışı olarak tanımlanır. Laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş, akış hızına yüzey pürüzlülüğüne, akışkan türüne, yüzey sıcaklığına ve diğer faktörlere bağlıdır. Osborne Reynolds (1842-1912) tarafından detaylı deneyler sonucu, akış rejiminin genel olarak atalet kuvvetlerinin akışkandaki viskoz kuvvetlere oranına bağlı olduğunu bulmuştur. Boyutsuz bir nicelik olan bu oran Reynolds sayısı olarak adlandırılır. Laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş durumu boru içi akışlarda $Re > 2000 - 2300$, levha üzerinden akışlarda $Re > 5 \times 10^5$, dış akışlarda ise $Re > 2 \times 10^5$ olduğu durumlarda tespit edilmiştir [86].

Türbülanslı akışların incelenmesi ve problemlerin çözümü için türbülans etkisini de hesaba katan modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde akışkanın viskozitesinin yanında akışın özelliklerine bağlı olarak türbülans viskozitesi de bulunmaktadır. Bu ek viskozite terimini hesaplamak için çeşitli türbülans modelleri sunulmaktadır.

Türbülans problemlerini çözebilmek için süreklilik ve momentum denklemlerine ek olarak viskoziteyi hesaplamak için eklenen türbülans kinetik enerji ve yayılım denklemlerini de hesaba katmak gerekmektedir. Bu da sistemin analitik yöntemlerle çözümünü zorlaştırmakta ve sayısal çözüm yöntemlerine ihtiyaç olduğunu göstermektedir.

4.1.1. Navier-Stokes Denklemleri

Akış problemlerini yöneten Navier – Stokes denklemleri (süreklilik ve momentum) ve enerji denklemlerinin uygun başlangıç ve sınır şartları ile birlikte çözülmesi gerekmektedir. Süreklilik denklemi vektörel formda:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.1)$$

şeklinde veya materyal türev kavramı kullanılarak:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \vec{V} = 0 \quad (4.2)$$

gibi yazılabilir.

Momentum denklemi vektörel bir denklem olup en genel haliyle:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} + \rho \vec{f} - \nabla p + \nabla \tau \quad (4.3)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\vec{f}$ değeri yerçekimi veya elektromanyetik kuvvetler gibi bir cismin bütün hacmine etki eden bünye kuvvetlerini belirtmektedir. Havanın akışkan olarak kullanıldığı akış problemlerinde genellikle ihmal edilir. τ ise viskoz gerilmeleri ifade etmekte olup, hız bileşenleri cinsinden genel olarak:

$$\tau_{ij} = -\delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \nabla \vec{V} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

şeklinde tanımlanır. Burada δ_{ij} Kronecker deltası olup değeri:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \text{ için} \\ 0 & i \neq j \text{ için} \end{cases} \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilmektedir [87].

Enerji denklemi genel halde aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} - \frac{Dp}{Dt} = \Phi - \nabla \dot{Q} \quad (4.6)$$

Burada h , Q ve Φ sırasıyla entalpi, ısı transferi ve tersinir olmayan viskoz işten kaynaklanan kayıp fonksiyonunu (dissipasyon) ifade etmekte ve aşağıdaki gibidir;

$$h = e + p/\rho \quad (4.7a)$$

$$\dot{Q} = -k\nabla T \quad (4.7b)$$

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (4.7c)$$

İncelenen problem içerisinde herhangi bir kimyasal reaksiyon veya ısı kaynağı var ise (4.6) denkleminin sağ tarafına bu durumu belirten ve hesaba katan S_h terimi eklenmelidir [88, 89].

4.1.2. Boyutsuz Parametreler

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde, bazı temel denklemler çok karmaşık olup bunların çözümü sayısal yöntemlerle bile zordur. Karmaşıklığa yol açan terimler akım alanının bazı bölgelerindeki fiziksel büyüklükler korunmak şartıyla ihmal edilirse bir takım basitleştirmeler ortaya çıkar ve bu denklemler daha kolay çözülebilir. Bu nedenle, diferansiyel denklemlerdeki çeşitli terimlerin oransal büyüklüklerini belirlemek için boyut analizinden faydalanılır [90].

Ayrıca göz önüne alınan kuvvetler, atalet, viskozite, yerçekimi, yüzey gerilmesi, basınç ve sıkıştırılabilirlikle ilgili kuvvetlerdir. Herhangi iki kuvvetin birbirine oranı boyutsuz olacaktır. Sayısal çalışmada bu boyutsuz parametreler sıklıkla kullanılmaktadır [91].

4.1.2.1. Reynolds Sayısı

Reynolds sayısı akış rejimini (laminer veya türbülanslı) tanımlamada kullanılan en yaygın boyutsuz sayıdır [92]. Reynolds sayısı akışkanlar mekaniği ve ısı transferi için çok önemli bir boyutsuz sayıdır ve dairesel boru içerisindeki akışlarda Reynolds sayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir [93];

$$Re = \frac{\rho V_{ort} D}{\mu} = \frac{V_{ort} D}{\nu} \quad (4.8)$$

Buradaki $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ büyüklüğü akışkanın kinematik viskozitesidir. Gaz akışları için kinetik teori yaklaşımıyla viskozite, moleküllerin c karakteristik hızlarına ve λ ortalama serbest yörüngelerine bağlanabilir [94].

$$\mu = \rho \frac{c\lambda}{3} \quad (4.9)$$

Bu sayede, Reynolds sayısının (hız x uzunluk) büyüklüğünün moleküler ölçekle karşılaştırmasını yaptığı görülür.

$$Re = \left(\frac{V}{c}\right) \left(\frac{L}{\lambda}\right) \quad (4.10)$$

Sayısal çalışma, sıkıştırılamaz akışlar için uygulanmıştır. Fakat sıkıştırılabilirlik söz konusu ise, akım hızının ses hızına oranını belirten Mach boyutsuz sayısı da yer alır. Euler sayısı Mach sayısı ile ilişkilendirilebilir ($p/\rho \sim a^2$).

$$M = \frac{V}{a} \quad (4.11)$$

Eğer $M \ll 1$ $\frac{M^2}{F^2} \ll 1$ $\frac{M^2}{Re} \ll 1$ bu şartlarda akışkan sıkıştırılamaz olarak kabul edilir. Basınç değişikliklerinden kaynaklanan yoğunluk değişimleri ihmal edilebilir [95].

İç akışlar, akış alanının boru akışında olduğu gibi sınırlarla kuşatıldığı durumlarda, dış akışlar ise akış alanının roketlerde, uçaklarda ve dünya yüzeyinde olduğu durumlarda geçerlidir. Yüzeye yakın bölgelerde sürtünme kuvvetlerinin yoğun olduğu ve yüksek hız gradyanlarının görüldüğü bölgelere sınır tabaka denir. Yüzeyden uzak bölgelerde, serbest akış alanında atalet kuvvetleri baskındır. Bu sebeple akış, hız ya da kuvvetler arasındaki orana göre sınıflandırılır [96].

Reynolds sayısı dış akışlar için;

$$Re = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (4.12)$$

olarak ifade edilir.

Burada V üst akım hızı, L_c geometrinin karakteristik uzunluğu ve $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ akışkanın kinematik viskozitesidir.

Yüksek hızlarda dolayısıyla yüksek Reynolds sayılarında, akışkanın özgül kütlesi ve hızı ile doğru orantılı olan atalet kuvvetleri, viskoz kuvvetlere oranla daha büyüktür. Bu nedenle viskoz kuvvetler, akışkanın hızlı ve gelişigüzel çalkalanmalarını engelleyemez. Öte yandan, orta ve düşük Reynolds sayılarında viskoz kuvvetler, bu tarz çalkalanmaları bastırmak ve akışkanı aynı çizgide tutmak için yeterince büyüktür. Akış ilk durum için türbülanslı ikinci durumda ise laminar olarak tanımlanır.

Akışın türbülanslı hale geldiği Reynolds değeri kritik Reynolds sayısı olarak tanımlanır. Kritik Reynolds sayısının değeri farklı akış şartları ve geometrilere göre farklılık gösterir. Örneğin, düz bir plaka üzerindeki akış için kabul gören kritik Reynolds sayısı $Re_{kr} = \frac{Vx_{kr}}{\nu} = 5 \times 10^5$ 'tir. Burada x_{kr} plakanın ön kenarından itibaren, akışta laminardan türbülansa geçişin olduğu uzaklık olarak tanımlanır [86].

4.1.2.2. Prandtl Sayısı

Hız ve ısıl tabakaların birbirlerine göre kalınlıklarını en iyi şekilde tanımlayan boyutsuz parametre, Prandtl sayısı olarak adlandırılır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k_a} = \frac{\text{Momentum difüzyonu}}{\text{Isıl difüzyon}} \quad (4.13)$$

Prandtl sayısı viskozite ve ısıl iletkenlik katsayıları ile birlikte sabit basınçta özgül ısı katsayısı c_p 'ye bağlı olarak tanımlanabilir. Bu bağıntı da,

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k/(\rho C_p)} \quad (4.14)$$

olarak ifade edilirse momentum yayılım katsayısı ile ısı yayılım katsayısı oranını temsil ettiği anlaşılır. Akışkanların Prandtl sayıları ağır yağlar için 100,000' in üstündeki, sıvı metaller için 0.01'in altındaki değerlere kadar değişir.

Gazların Prandtl sayıları ise 1 civarındadır. Bu da akışkan içinde ısı yayılım ve momentumun aynı hızda olduğunu gösterir. Isı momentuma göre ağır yağlarda ($Pr \gg 1$) çok

yavaş, sıvı metallerde ($Pr \ll 1$) çok hızlı yayılır. Sonuç olarak ısıl sınır tabaka hız sınır tabakasına göre yağlarda çok daha ince, sıvı metallerde çok daha kalındır [86].

4.1.2.3. Nusselt Sayısı

Nusselt sayısı, yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin bir ölçüsünü verir ve yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir [97].

$$Nu = \frac{hL_c}{k_a} = \frac{\text{Akışkanın taşınım ile aktardığı ısı}}{\text{Akışkanın iletim ile aktardığı ısı}} \quad (4.15)$$

Burada k_a akışkanın ısı iletkenliği ve L_c karakteristik uzunluktur. Akışkan tabakasındaki ısı transferi, akışkan tabakası hareketsiz olduğu zaman iletimle, akışkan bir miktar hareket içerdiği zaman taşınım ile olur. Her iki durum için ısı akısı;

$$\dot{q}_{\text{taşınım}} = h\Delta T \quad (4.16a)$$

ve

$$\dot{q}_{\text{iletim}} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (4.16b)$$

gibidir. Bu ifadelerin oranı;

$$Nu = \frac{\dot{q}_{\text{taşınım}}}{\dot{q}_{\text{iletim}}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} \quad (4.16c)$$

şeklinde ifade edilir. Böylelikle, Nusselt sayısı, bir akışkan tabakası üzerinde taşınımın iletime oranının sonucu olarak, o akışkan tabakasındaki ısı transferi iyileşmesini gösterir. Nusselt sayısı büyüklüğüne bağlı olarak taşınım da o kadar etkili olur.

4.1.2.4. Grashof Sayısı

Grashof (Gr_L) sayısı doğal taşınım etkilerini gösteren boyutsuz bir parametredir.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (4.17)$$

burada:

g = yerçekim ivmesi, m/s^2

β = hacimsel genleşme katsayısı, $1/K$ ($\beta = 1/T$ ideal gazlar için)

T_s = yüzey sıcaklığı, $^\circ C$

T_∞ = yüzeyden yeterince uzakta akışkan sıcaklığı, $^\circ C$

L_c = geometrinin karakteristik uzunluğu, m

ν = akışkanın kinematik viskozitesi, m^2/s

Doğal taşınımında akış rejimi, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvete oranını gösteren Grashof sayısı ile belirlenir. Grashof sayısı, Reynolds sayısının zorlanmış taşınımında yaptığı işi, doğal taşınımında üstlenmekte ve akışın laminar veya türbülanslı olduğunun belirlenmesini sağlamaktadır. Düşey plakalar için kritik Grashof sayısının 10^9 civarında olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla düşey bir plakada akış rejimi, 10^9 'dan büyük Grashof sayılarında türbülanslı kabul edilmektedir.

Bir yüzey üzerinde dış akış mevcut ise, problemde hem zorlanmış hem de doğal taşınım vardır. Isı transferinde bu durum Gr_L/Re_L^2 oranının değeri ile belirlenir. Eğer $Gr_L/Re_L^2 \ll 1$ ise doğal taşınım ihmal edilebilir. $Gr_L/Re_L^2 \gg 1$ ise doğal taşınım baskın olup zorlanmış taşınım ihmal edilebilir. $Gr_L/Re_L^2 \approx 1$ ise her iki taşınım da önemli olup dikkate alınmalıdır [86].

4.2. Türbülans Modelleri

Üç yönde gerçekleşen hız bileşenlerindeki sürekli ve dalgalı çalkalanma hareketi türbülans olarak bilinmektedir. Türbülans sadece akışı karakterize etmekte olup, akışkanın bir özelliği değildir. Türbülanslı akışlardaki çalkantılı hız alanı, enerji ve momentum gibi taşınabilen niceliklerin karışımıdır. Bu dalgalanmalar küçük ölçek ve yüksek frekansta

olduklarından dolayı, pratik mühendislik hesapları ile çözülmesi zor ve oldukça maliyetlidir. Bu sebeple, ana denklemler üzerinde değişiklikler yapılarak hesaplama maliyeti ve çözümülenememe olayı azaltılır. Modifiye edilen bu denklemler, ek bilinmeyen değişkenler içereceğinden türbülans modellerinin bu değişkenleri bilinen nicelikler tarafından hesaplaması gerekecektir. Her bir akış benzetimi için tek bir türbülans modeli yoktur. Farklı özellikteki akış modellemeleri için farklı türbülans modeli kullanılabilmektedir [98].

Türbülanslı akış çözümlemesi için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen bu modellerden bazıları aşağıda verilmiştir [99].

Türbülans modelleri;

- Zero Equation Model
- $k-\epsilon$ (epsilon) Model
- RNG $k-\epsilon$ Model (Reynolds Normalized Group Turbulence Model)
- $k-\omega$ (omega) Model
- SST Model (Shear Stress Transport Model)
- The Reynolds Stress Model
- Omega Based Reynolds Stress Model
- Ansys Cfx Transition Model
- The Large Eddy Simulation Model (LES)
- The Detached Eddy Simulation Model (DES)
- The Scale Adaptive Simulation Model (SAS)
- Buoyancy Turbulence Model

Her akış farklı başlangıç ve sınır şartlarına bağlıdır. Bu sebeple, bütün türbülans olaylarında kullanılabilecek yetenekte tek bir türbülans modeli yoktur. Çözümleme için mevcut türbülans modellerinden birinin seçilmesi gerekmektedir. Model seçimi, simülasyon zamanı, doğruluk seviyesi, istenen sonuçlar ve akımın çevresi gibi bazı faktörlere bağlıdır. Bununla birlikte, en uygun türbülans modelinin seçiminde, hangi modelin hangi limit ve kapasitede olduğunun bilinmesi gerekmektedir [100].

4.2.1. Standart k-ε Türbülans Modeli

İki denklemlili türbülans modelleri arasında birçok akış olayında kabul edilebilir seviyede doğru sonuçlar vermesi bakımından yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümü ve türbülans viskozitesinin hesabını içermektedir. Launder ve Sharma'nın standart k-ε model olarak adlandırdığı bu türbülans modeli, özellikle düşük basınç farklarının meydana geldiği serbest kayma tabakasından akışlar, duvar sınırlı akışlar ve iç akışlar için oldukça verimlidir.

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve yayılım oranı (ε) denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir [101];

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4.19)$$

Standart k-ε modeline ait türbülans iletkenliği ve türbülans viskozitesi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (4.20)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.21)$$

Bu modelde $R = 0$ olup, deneysel sabitleri ise $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ şeklindedir.

Hibrit sistemin bir parçası olan toprak-hava ısı değıştiricisinin çözümlemesinde, hesaplama ekonomikliğı, doğrulama ve yakınsama sağlamlığı açısından iyi bir seçim olan k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir.

4.2.2. RNG k-epsilon Modeli

RNG k-ε türbülans modeli yeniden normalizasyon grup teorisi olarak adlandırılan, bazı istatistiksel yöntemler kullanılarak Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir. Standart k-ε modeline benzer bir biçimi olmakla beraber, analitik türevler bu modelin farklı sabitlere sahip olmasına ve k ve ε için iletim denklemlerine eklenen bazı terim ve fonksiyonlara sebep olmaktadır [102]. Standart k-ε modelinden farklı olarak bu model üzerinde bazı düzeltmeler yapılmıştır [103].

- RNG k-ε türbülans modeline, zorlanmış taşınımlarda doğruluğu önemli ölçüde geliştiren ε denklemini içerisine ek terim eklenmiştir.
- RNG k-ε türbülans modeline, girdaplı akışlar için türbülansa girdap etkisi ilave edilmiştir.
- Standart k-ε türbülans modelinde, Prandtl sayısı için özel veya sabit değerler kullanılırken [104], RNG k-ε türbülans modelinde analitik bir formül kullanılmaktadır.
- RNG k-ε türbülans modeli, standart k-ε modeline göre daha düşük Reynolds sayısı içeren çalışmalarda hesaplanan efektif viskozite için analitik olarak türetilmiş diferansiyel formül sağlamaktadır.

4.2.2.1. RNG k-epsilon Modelinde Uygulanan İletim Denklemleri

RNG k-epsilon türbülans modeli iki denklemden oluşmaktadır. k ve ε için iletim denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (4.23)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarının meydana getirdiği türbülans kinetik enerjiyi temsil etmektedir. G_b kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir. Y_m sıkıştırılabilir türbülans dalgali genişleme dağılımını ifade etmektedir. S_k

ve S_ε dışarıdan sonradan eklenen terimleri göstermektedir. α_k ve α_ε sırasıyla k ve ε için ters efektif Prandtl sayılarıdır [105, 106].

4.2.2.2. Efektif Viskozite Modellemesi

Türbülans viskozitesi için verilen diferansiyel eşitlik aşağıdaki gibi yazılmaktadır;

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\tilde{\nu}}{\sqrt{\tilde{\nu}^3 - 1 + C_v}} d\tilde{\nu} \quad (4.24)$$

Bu denklemde;

$$\tilde{\nu} = \mu_{eff}/\mu \text{ ve } C_v \approx 100$$

olarak alınmıştır. Bu denklem efektif türbülans iletiminin Reynolds sayısı ile nasıl değiştiğini daha doğru ifade edebilmek için eklenmiştir. Böylece bu türbülans modelinin düşük Reynolds sayısı ve duvar etrafındaki akışlar için daha etkin olduğu görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında (4.24) eşitliği;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.25)$$

denklemini vermektedir.

Burada $C_\mu = 0,0845$ değeri RNG teorisi kullanılarak türetilmiştir. Elde edilen C_μ değeri standart k-epsilon modelinde kullanılan ve deneysel olarak hesaplanan 0.09 değerine çok yakındır [104].

4.2.2.3. RNG Girdap Modifikasyonu

Bir akışta türbülans genel olarak rotasyonlar veya girdaplardan etkilenmektedir. Fluent yazılımı içerisinde bulunan RNG model, türbülanslı viskoziteyi modifikasyon yapma yaklaşımıyla girdap veya dönme etkilerinin hesaba katıldığı bir seçenek sunar. Yapılan bu modifikasyonun fonksiyonel formu aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir;

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (4.26)$$

Burada μ_{t0} girdap modifikasyonu olmayan türbülans viskozitesi değerini ve Ω karakteristik girdap sayısını temsil etmektedir. α_s Fluent yazılımından hesaplanan girdap sabitidir ve akışın tam anlamıyla girdaplı olması veya hafif şekilde girdaplı olma durumuna göre farklı değerler alır. Bu girdap modifikasyonu RNG modeli seçildiği takdirde, üç boyutlu akışlar, girdaplı ve eksenel simetrik akışlar için her zaman kullanılmaktadır. Hafif girdaplı (Mildy Swirling) akışlar için $\alpha_s = 0.05$ alınır ve modifikasyon yapılamaz. Güçlü girdaplı (Strong swirling) akışlar için α_s daha büyük değerler alınabilir [103].

4.2.2.4. Ters Efektif Prandtl Sayısının Hesaplanması

RNG teorisinde aşağıdaki formülün analitik olarak türetilmesiyle ters efektif Prandtl sayısı α_k ve α_ε hesaplanmaktadır [103].

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (4.27)$$

Burada $\alpha_0 = 1$ olarak kabul edilmiştir.

Yüksek Reynolds sayılarında limit ($\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$) $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \gg 1.393$ olarak kabul edilmiştir.

4.2.2.5. Epsilon Eşitliğindeki R_ε Terimi

RNG k- ε türbülans modelini standart k- ε modelden ayıran asıl fark ana denkleme eklenen R_ε terimidir ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (4.28)$$

Burada $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$ olarak verilmektedir. Bu terimin etkisini anlamak için R_ε denklemi ana denklemde yerine yazılıp ε^2/k parantezine alındığında, ε için verilen iletim denklemi aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.29)$$

Burada $C_{2\epsilon}^*$ aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.30)$$

Düşük gerilme durumları olan $\eta < \eta_0$ bölgelerinde R_ϵ terimi ana iletim denkleminde pozitif bir katkı yapmaktadır. Ayrıca $C_{2\epsilon}^*$ 'nin değeri standart $k - \epsilon$ türbülans modelinin $C_{2\epsilon}$ 'nin değerinden daha büyüktür. Bu sebeple, standart $k - \epsilon$ türbülans modelindeki sonuçlar daha büyüktür.

Ancak, yüksek gerilme durumları olan $\eta > \eta_0$ bölgelerinde R_ϵ terimi ana iletim denkleminde negatif bir katkıya sebep olmaktadır ve $C_{2\epsilon}^*$ 'nin değeri standart $k - \epsilon$ türbülans modelinin $C_{2\epsilon}$ 'nin değerinden daha küçüktür. Sonuç olarak bu şekilde akışlar için RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli standart $k - \epsilon$ türbülans modeline göre daha düşük türbülans viskozitesi sağlamaktadır [103].

4.2.2.6. Model Sabitleri

Model Sabitleri, RNG teorisi tarafından analitik olarak türetilmiş değerlerdir. Fluent yazılımında kullanılan sabit değerler şu şekilde verilmiştir; $C_{1\epsilon} = 1.45$ ve $C_{2\epsilon} = 1.68$

4.2.3. Kaldırma Kuvvetinin (Buoyancy) $k - \epsilon$ Türbülans Modelleri Üzerindeki Etkileri

Kaldırma kuvveti etkisinin gerçekleşme sebebi, giriş ve çıkıştaki nem ve sıcaklık farkının sebep olduğu hava yoğunluk farkından dolayıdır. Kaldırma kuvveti etkisi binanın havalandırması için çok önemli bir rol oynamaktadır. Duvarlar tarafından emilen sıcak hava bu etki ile yukarı çekilir.

Kaldırma kuvvetinin $k - \epsilon$ Türbülans modelleri üzerindeki bazı etkileri aşağıdaki gibi açıklanabilir [107]:

Sıfır olmayan yerçekimi alanı ve sıcaklık gradyanının aynı $k - \epsilon$ modelinde kullanıldığı durumlarda, kaldırma kuvveti etkisiyle meydana gelen k Ansys Fluent yazılımında hesaplanabilmektedir.

Kaldırma kuvveti etkisiyle üretilen türbülans için eşitlik aşağıdaki gibidir;

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t \partial T}{Pr_t \partial x_i} \quad (4.31)$$

Burada G_b kaldırma kuvveti etkisi ile üretilen türbülans kinetik enerjisi ve g_i i yönündeki yerçekimi vektörünün bir parçasıdır. Pr_t türbülanslı Prandtl sayısıdır. Bu değer standart ve RNG $k - \epsilon$ model için sabittir ve 0.85 olarak alınmaktadır. β ısıl genleşme katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (4.32)$$

İdeal gazlar için ana eşitlik aşağıdaki gibi ifade edilir:

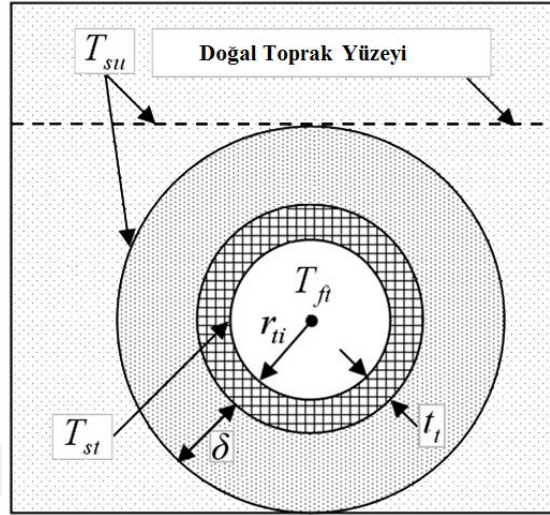
$$G_b = -g_i \frac{\mu_t \partial \rho}{\rho Pr_t \partial x_i} \quad (4.33)$$

İletim denklemlerine göre, kaldırma kuvveti etkisiyle oluşan türbülans kinetik enerjisi kararsız katmanlarda (unstable stratification) artıyor ($G_b > 0$) görünmektedir. Fakat kararlı katmanlarda (stable stratification), kaldırma kuvveti etkisi türbülansa engel olmakta ($G_b < 0$) ve durdurmaktadır. Ansys Fluent yazılımında kaldırma kuvveti etkisiyle oluşan k değeri, sıfır olmayan yerçekimi alanı ve sıfır olmayan sıcaklık gradyanının aynı anda kullanıldığı durumlarda her zaman mevcuttur. Öte yandan, Ansys Fluent yazılımında ϵ üzerindeki kaldırma kuvveti etkisi çok az olduğundan ihmal edilmektedir. ϵ üzerinde iletim denklemleri temel alındığında G_b değeri sıfır olarak ifade edilmektedir. Fakat ϵ üzerindeki kaldırma kuvveti etkisi çok küçük olmasına rağmen, bu değer Viscous Model Dialog Box üzerinden girilebilmektedir.

Sabit $C_{3\epsilon}$ kaldırma kuvveti etkisindeki ϵ değerini temsil etmektedir. Fakat $C_{3\epsilon}$ değeri Fluent'te bulunmamaktadır. Bu yüzden $C_{3\epsilon}$ aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (4.34)$$

Toprak-Hava ısı değiştirici sisteminde iki farklı ısı transfer süreci mevcuttur. Bunlar, kanal içindeki hava akışı ve kanal iç yüzeyi arasındaki taşınım ısı transferi ve kanal iç yüzeyi ile kanalı çevreleyen toprak arasındaki iletimsel ısı transferidir.



Şekil 4.2. Penetrasyon derinliğindeki toprak-hava ısı değiştiricisinin enine kesiti [109]

Modellemede kullanılan başlıca varsayım ve kabuller aşağıdaki gibi özetlenebilir;

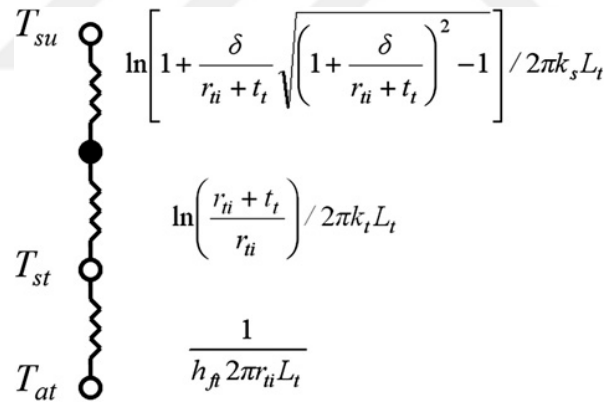
- Bacaya giren hava sıcaklığı, Güneş bacasının bağlı bulunduğu odanın ortalama hava sıcaklığı kabul edilmiştir.
- Güneş bacası için sadece kaldırma kuvvetinin zorlayıcı etkisi kabul edilmiştir. Dış ortamdaki rüzgar kaynaklı doğal havalandırma veya bir fan yardımıyla zorlanmış havalandırma söz konusu değildir.
- Kanallar içindeki akış, hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş kabul edilmiştir.
- Sistemde kullanılan cam yüzey, kızılötesi ışınları önlemek amacıyla, saydam olmayan (opak) özellikte seçilmiştir.
- Soğurucu yüzeye sahip duvar ve camın ısı kapasiteleri ihmal edilmiştir.
- Kanal içerisindeki akışta ışıınım yoktur.
- Termofiziksel özellikler, ortalama sıcaklık değerinde belirlenmiş ve sabittir.
- Toprak homojendir ve toprak yapısı kanal boyunca değişmemektedir.
- Sistem kararlı durum (sürekli rejim) koşullarındadır.

4.3.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisinin Matematiksel Modellemesi

Sistemin soğutma kapasitesini belirlemek için, toprak-hava ısı değiştirici sisteminden gelen hava sıcaklığı çok önemlidir. Bu sebeple bu sistemin modellenmesinde her türlü etken dikkate alınmalıdır. Toprak-hava ısı değiştirici sisteminin kesit alanı ve ısıl ağı Şekil 4.2 ve 4.3'te gösterilmiştir. Zeminin ısıl özelliklerini toprak-hava ısı değiştirici sistemine sınır koşulu olarak uygulamak için, bozulmamış toprak (doğal zemin) sıcaklığı (T_{su}) kullanılmıştır. Toprak sıcaklığı penetrasyon derinliği olarak bilinen toprak yüzeyinin periyodik sıcaklığa maruz kaldığı bölgede neredeyse sabittir. Bu derinlik, toprağın yayılma özelliği ve eşitlik boyunca devam eden sıcaklık döngü frekansına bağlıdır (4.18) [81];

$$\delta = \sqrt{\frac{2\lambda_s}{\omega}} \quad (4.35)$$

Burada, $\lambda_s = k_s/\rho_s C_s$. Günlük ve yıllık sıcaklık döngü frekansı sırasıyla; $\omega = (2\pi/g\ddot{u}n)$ ve $\omega = (2\pi/yıl)$ olarak ifade edilir.



Şekil 4.3. Toprak-hava ısı değiştirici sisteminin kesit alanı ve ısıl ağı

Penetrasyon derinliği sadece ısıl direnci hesaplamak için kullanılır. Geriye kalan bütün çözümler kararlı-durum koşullarında gerçekleşir. Toprak-hava ısı değiştiricisinin matematiksel modeli iki farklı eşitlik içerir. Bunlar sistem içinde dolaşan akışkanın enerji dengesi ve toprak bölgesinde meydana gelen ısı transfer eşitlikleridir.

Enerji dengesi için yazılacak dx, toprak-hava ısı değiştiricisinin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$T_{ft} - T_{su} = dQ \frac{R_{toplamlam}}{d_x} \quad (4.36)$$

Burada $R_{toplamlam}$, toplam ısı direnci ifade eder. Bu da Şekil 4.3'te direnç ağında gösterilmiştir.

$$R_{toplamlam} = R_c + R_t + R_s \quad (4.37)$$

R_c ise boru içindeki hava ve boru iç yüzeyi arasında meydana gelen taşınımsal ısı transferinin oluşturduğu ısı direncidir.

$$R_c = \frac{1}{2\pi L_t h_{ft}} \quad (4.38)$$

Boru içindeki taşınım ısı transfer katsayısı;

$$h_{ft} = \frac{Nu_t k_{ft}}{2r_{ti}} \quad (4.39)$$

Pürüzsüz iç yüzeye sahip boruda hava akışı için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı [110]:

$$Nu=3.66 \quad Re<2300 \quad (4.40a)$$

$$Nu = \frac{\xi/8(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \quad 2300 \leq Re < 5 \times 10^6 \quad (4.40b)$$

Burada;

$$\xi = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad Re \geq 2300 \quad (4.41)$$

R_t borunun ısı direncidir.

Kararlı-durum koşullarında gerçekleşen R_t ;

$$R_t = \ln \left(\frac{r_{ti} + t_t}{r_{ti}} \right) / 2\pi k_t L_t \quad (4.42)$$

Toprak-hava ısı değiştiricisi ve doğal zemin (pürüzsüz toprak) yüzeyi arasındaki ısı direnç R_s aşağıdaki gibidir;

$$R_s = \frac{1}{2\pi k_s L_t} \left(1 + \frac{\delta}{r_{ti} + t_t} + \sqrt{\left(1 + \frac{\delta}{r_{ti} + t_t} \right)^2 - 1} \right) \quad (4.43)$$

Sistem içerisinde dolaşan akışkan için enerji dengesi aşağıdaki gibidir;

$$dQ = -mC_f \frac{dT_{ft}}{dx} dx \quad (4.44)$$

Eşitlik 4.36 ve 4.44'den yola çıkararak genel enerji denge eşitliği;

$$\begin{cases} \frac{dT_{ft}}{dx} + \frac{T_{ft}}{mC_{ft}R_{total}} = 0.0 \\ T_{ft} = T_a \quad x = 0.0 \end{cases} \quad (4.45)$$

ve bu eşitliğin çözümü aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$T_{ft}(x) = T_{su} + (T_a - T_{su}) \exp\left(-\frac{x}{mC_{ft}R_{total}}\right) \quad (4.46)$$

4.3.2. Güneş Bacasının Matematiksel Modellemesi

Güneş bacası modellemesinde kullanılan materyaller şekil 4.1'de gösterilmiştir. Temel olarak, enerjinin korunumu kanunu dikkate alınarak, bir dizi diferansiyel denklem Güneş bacasının uzunluğu boyunca elde edilmiştir. Güneş bacasındaki cam yüzey için enerji denge eşitliği aşağıdaki gibidir;

$$S_c A_c + h_{r-y-c} A_y (T_y - T_c) = h_c A_c (T_c - T_{fgb}) + U_{c-i} A_c (T_c - T_{fgb}) \quad (4.47)$$

Cam yüzeyden ortam havasına, toplamda en yüksek ısı kayıp katsayısı;

$$U_{c-i} = h_{rüzgar} + h_{oc-hava} + h_{c-i} \quad (4.48)$$

Rüzgar vasıtasıyla oluşan taşınım ısı transfer katsayısı $h_{rüzgar}$ [111] de verilmiştir.

$$H_{\text{rüzgar}} = 2.8 + 3.0u_{\text{rüzgar}} \quad (4.49)$$

Güneş ışınlamı ısı akısı;

$$S_c = \alpha_c I \quad (4.50)$$

Dış cam yüzeyinden havaya dış ortam sıcaklığı referans alınarak elde edilen ışınlam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibidir [108];

$$h_{0c\text{-hava}} = \frac{\sigma \epsilon_c (T_c + T_{\text{hava}})(T_c^2 + T_{\text{hava}}^2)(T_c - T_{\text{hava}})}{(T_c - T_i)} \quad (4.51)$$

Burada gökyüzü hava sıcaklığı, $T_{\text{hava}} = 0.0552T_c^{1.5}$ [111]

Soğurucu plaka ve cam yüzey arasındaki ışınlam transfer katsayısı ise [108];

$$h_{r_{y-c}} = \frac{\sigma (T_c^2 + T_y^2)(T_c + T_y)}{(1/\epsilon_c + 1/\epsilon_y - 1)} \quad (4.52)$$

Güneş bacası içerisindeki hava akışı ile cam yüzey arasındaki taşınım ısı transfer katsayısı;

$$h_c = Nu_c k_{f_{gb}}/L_c \quad (4.53)$$

Burada, Nusselt sayısı, $Nu_c = 0.6(Gr_c \cos \theta Pr_{f_{gb}})^{0.2}$

Grashof sayısı, $Gr_c = (g\beta S_c (L_c)^4 / (k_{f_{gb}} v_{f_{gb}}^2))$ [58].

Soğurucu duvar yüzeyi ile Güneş bacası içerisindeki hava akışı arasındaki taşınım ısı transfer katsayısı;

$$h_y = Nu_y k_{f_{gb}}/L_{gb} \quad (4.54)$$

Burada Nusselt sayısı, $Nu_y = 0.6(Gr_y \cos \theta Pr_{f_{gb}})^{0.2}$

Grashof sayısı, $Gr_y = (g\beta S_y (L_y)^4 / (k_{f_{gb}} v_{f_{gb}}^2))$

Bütün değerler, yüzeyin ortalama hava sıcaklığında alınmıştır.

Güneş bacası içindeki hava akışı için enerji denge eşitliği aşağıdaki gibidir;

$$h_y A_y (T_y - T_{f gb}) + h_c A_c (T_c - T_{f gb}) = -m C_{f gb} (T_{f gb} - T_o) / \gamma \quad (4.55)$$

Eksenel ortalama hava sıcaklığı uygulamalı olarak bulunmuştur [108],

$$T_{f gb} = \gamma T_{f gb \text{ çıkış}} + (1 - \gamma) T_{f gb \text{ giriş}} \quad (4.56)$$

Denklemlerde γ sabit olarak 0.74 alınmıştır [13]. Soğurucu yüzey için enerji denge eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$S_y A_y = h_y A_y (T_y - T_{f gb}) + h r_{y-c} A_y (T_y - T_c) + U_{y-\zeta} A_y (T_y - T_\zeta) \quad (4.57)$$

Soğurucu duvar yüzeyinin arka kısmından dış yüzeye olan toplam ısı transfer katsayısı;

$$U_{y-\zeta} = 1 / (1/h_\zeta + t_{yalıtım}/k_{yalıtım}) \quad (4.58)$$

Bu denklemde $h_\zeta = 2.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınmıştır [111].

4.3.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sisteminin Matematiksel Modellemesi

Baca etkisi kaldırma kuvveti (buoyancy) yardımıyla bina içerisinden dışarıya doğru hava hareketi olarak tanımlanabilir. Kaldırma kuvveti, bina içi ve dışı arasındaki sıcaklık ve nem farklılığından dolayı meydana gelen hava yoğunluğu farkından oluşur. Güneş enerjisi ile ısınan baca, oda sıcaklığının artmasını baca etkisi ile engeller. Bina üzerinde kullanılan sistemdeki hava akış potansiyeli ayrıca, toprak-hava ısı değiştirici girişindeki ve Güneş bacası çıkışındaki basınç farkıyla da ilişkilidir.

Güneş bacasındaki hava sıcaklığının artmasıyla oluşan kaldırma basıncı, toprak-hava ısı değiştiricisindeki soğuk ve ağır havanın çekilmesini sağlar. Akışkan akışının olduğu kanal ve bağlantı parçaları boyunca sürtünme kayıpları meydana gelir. Doğal havalandırma, kaldırma basıncının diğer bütün akış basınçlarını aşabildiği durumlarda gerçekleşir.

Sistemin akış hızı, Bernoulli eşitliği yardımıyla oluşturulan matematiksel model yardımıyla tahmini olarak hesaplanmıştır. Güneş bacasının net çekim gücü aşağıdaki şekildedir [112];

$$\text{Çekim Kuvveti}_{GB} = (\rho_{fç} - \rho_{fgbçıkış})gL_{gb}\sin\theta - \left(\sum_{j=6}^7 c_j + \xi_{gb} \frac{L_{gb}}{(d_{hid})_{gb}}\right) \left(\frac{\rho_{fgbçıkış}u_{gb}^2}{2}\right) \quad (4.59)$$

Burada c_j basınç kaybı katsayısıdır.

Eşitliğin sağ tarafındaki ilk denklem bacanın teorik çekim kuvvetini, ikinci denklem ise basınç kaybını göstermektedir.

$$\Delta P_{EAHE} = \left(\sum_{j=1}^5 c_j + \xi_t \frac{L_{EAHE}}{d_{ti}}\right) \left(\frac{\rho_{ft}u_{ft}^2}{2}\right) \quad (4.60)$$

Dikey borudaki hava sıcaklık değişimi ihmal edilir. Güneş bacası girişindeki hava sıcaklığı odanın hava sıcaklığı ile aynı değerde alınmıştır. Bu sıcaklık, toprak-hava ısı değiştiricisinden gelen soğuk havaya kıyasla daha yüksektir. Bacanın etkisiyle meydana gelen toprak-hava ısı değiştiricisi ve soğutulacak odanın çekim kuvveti aşağıdaki gibi edilir;

$$\text{Çekim Kuvveti}_{EAHE} = (\rho_{fr} - \rho_{ft})gH_{t-o} \quad (4.61)$$

$$\text{Çekim Kuvveti}_{Oda} = (\rho_{fgbgiriş} - \rho_{ft})gH_{ogiriş-gbgiriş} \quad (4.62)$$

Soğutma sistemi için gerekli olan çekim kuvveti (Çekim Kuvveti_{Sistem}); borudaki basınç kaybı, toprak-hava ısı değiştiricisindeki negatif basınç (Çekim Kuvveti_{EAHE}) ve odanın çekim kuvvetinin (Çekim Kuvveti_{Oda}) toplamıdır.

$$\text{Çekim Kuvveti}_{Sistem} = \Delta P_{EAHE} - \text{Çekim Kuvveti}_{EAHE} + \text{Çekim Kuvveti}_{Oda} \quad (4.63)$$

Kararlı durum koşulları için;

$$\text{Çekim Kuvveti}_{Sistem} = \text{Çekim Kuvveti}_{GB} \quad (4.64)$$

Sistemde hava infiltrasyonu yok ise, havanın kütleli debisi Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisinde aynı kabul edilir.

$$m = \rho Au|Güneş Bacası Çıkışı| = \rho Au|Güneş Bacası Girişi| = \rho Au|EAHE| \quad (4.65)$$

Eşitlik 4.64 ve 4.65'in genişletilmesiyle, Güneş bacası içindeki hava hızı aşağıdaki gibi elde edilir;

$$u_{gb} = \sqrt{\frac{\text{Kaldırma kuvveti şatları}}{\text{Sürtünme kuvveti şatları}}} \quad (4.66)$$

Burada kaldırma ve sürtünme kuvveti şartları;

$$\text{Kaldırma} = 2((\rho_{fç} - \rho_{f gbçıkış})gL_{gb} \sin(\theta) - (\rho_{f gb giriş} - \rho_{ft})gH_{ogiriş-gb giriş} - (\rho_{fo} - \rho_{ft})gH_{t-o} \quad (4.67a)$$

$$\begin{aligned} \text{Sürtünme} = (c)_6 \left(\frac{\rho_{f gbçıkış} A_{gbçıkış}}{\rho_{ft} A_{gb giriş}} \right)^2 \rho_{fr} + \left\{ (c)_7 + \xi_{gb} \frac{L_{gb}}{(d_{hid})_{gb}} \right\} \rho_{f gbçıkış} \\ + \left\{ \left(\sum_{j=1}^5 c_j + \xi_t \frac{L_t + H_{t-o} + EAHE'nin gömülü derinliği}{d_t} \right) \left(\frac{\rho_{f gbçıkış} A_{gbçıkış}}{\rho_{ft} A_t} \right)^2 \right\} \rho_{ft} \end{aligned} \quad (4.67b)$$

Isıl konfor şartlarını etkileyen iki temel faktör vardır. Bunlar saatlik hava değişimi (ACH) ve odanın hava sıcaklığıdır. Saatlik hava değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir [58];

$$ACH = \frac{3600m}{\rho_{f gb} V} \quad (4.68)$$

Odanın, ısı kazancına bağlı hava sıcaklığı aşağıdaki gibidir;

$$T_{oda} = T_{ftoplam} + \frac{Q_{oda}}{m_{cft}} \quad (4.69)$$

Burada Q_{oda} , odanın duvarlar boyunca elde ettiği ve içerideki ısı kaynakları vasıtasıyla üretilen toplam ısıdır.

4.3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Mühendislik hesaplamaları yapılırken akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Tasarım aşamasında olan bir ürün için akış hızı, ısı transferi ve basınç kayıplarının belirlenmesi üreticiye maliyet ve zaman açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analitik yöntemlerle doğrudan hesaplanamayan

karmaşık modellerde detaylı hesaplamaların yapılabildiği fiziksel detayların gösterilebildiği bilgisayar destekli sayısal bir yöntemdir. HAD akışkan hareketini ifade eden temel kütle, momentum ve enerji denklemlerinin bilgisayar aracılığı ile çözülmesini sağlamaktadır. Akışkanlar dinamiğinde kullanılan denklem türleri Tablo 4.1’de verilmiştir. HAD kısmi diferansiyel denklemleri bilgisayarlarda çözümlenebilen bir takım cebirsel denklemlere dönüştürerek akışkan dinamiği üzerinde hızlı ve pratik çalışma imkanı vermektedir. Akışı ifade eden kısmi diferansiyel denklemler, sayısal olarak çözülerek akış içindeki hız, sıcaklık ve basınç değişimleri ve bu parametrelere bağlı olan pek çok alt veriye kolaylıkla ulaşılabilmektedir. HAD yöntemi ile ilgili fiziksel probleme ait bir model oluşturulabilmekte, akışkan ve akış ile ilgili temel fiziksel ve kimyasal ilkeler oluşturulan bu modelde tanımlanarak, kullanılan bilgisayar yazılımı sayesinde akışkan dinamiği ile ilgili fiziksel problemin gerçek davranışları hakkında bilgiler alınabilmektedir. Probleme ait geometrinin kolaylıkla oluşturulup çözümleme yapılmasına imkan vermesinin yanında, deneysel çalışmalara nispeten zamandan ve ekonomik açıdan fayda sağlaması HAD’i ön plana çıkarmıştır [113].

Tablo 4.1. Akışkanlar dinamiği denklemleri

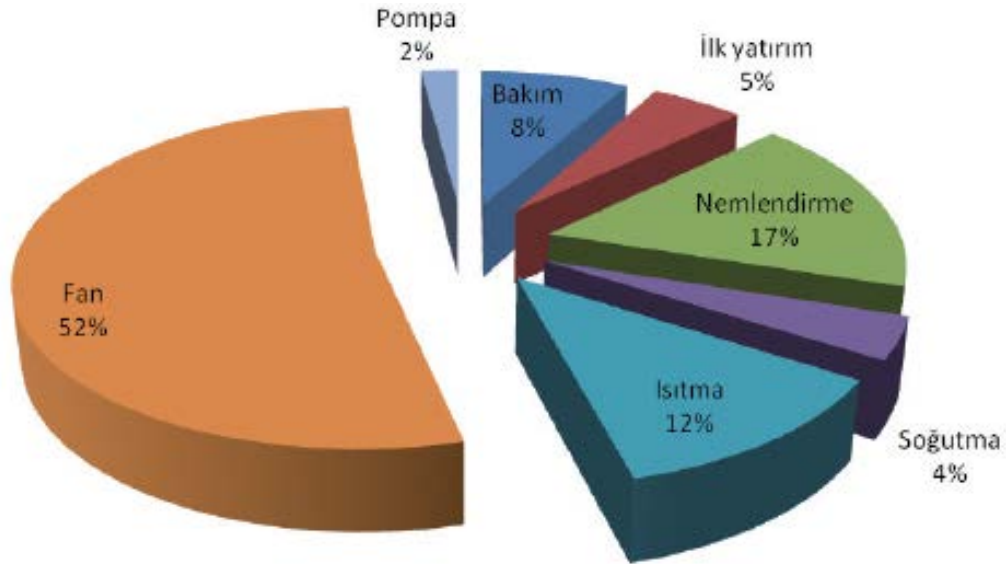
	Sürekli	Sıkıştırılabilir	Doğrusal olmayan	Girdaplı	Viskoz	Seyreltilmiş
Boltzman	X	X	X	X	X	X
Navier-Stokes	X	X	X	X	X	
Euler	X	X	X	X		
Full Potential	X	X	X			
Prandtl-Glauert	X	X				
Laplace	X					

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırma–geliştirme ve ürün tasarımında yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği Newton veya Newton tipi olmayan akışlar, ileri türbülans modelleri, katı-sıvı etkileşim ve dönen parçaların çözümlemeleri gibi birçok mühendislik uygulamasında hızlı ve doğru sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Tablo 4.2, HAD’in kullanıldığı bazı mühendislik uygulamalarını göstermektedir. HAD yöntemi kullanılarak, yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımları, arabaların etrafındaki hava hızı, uçak kanatlarındaki basınçlar ve bir ortamdaki hava akımı dağılımı gibi akış ile ilgili birçok parametre elde edilebilir [114, 115].

Tablo 4.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanıldığı bazı mühendislik uygulamaları

Mekanik Uygulamalar	Elektronik Uygulamalar
Isıtma, soğutma, havalandırma sistemleri	Fan tasarımı, yerleşimi
Turbomakinalar, Jet motorları	Hava ve su soğutmalı sistemler
Yakıt sistemleri	Telekomünikasyon sistemleri
Termostatlar, valfler, pompalar, kompresörler, fanlar	Güç kaynakları
Isı değiştiriciler	Sistem seviyesi “heatpipe” simülasyonları
Yakıt hücreleri	Medikal elektronik
Askeri savunma sistemleri	Askeri elektronik

HAD ısıtma, soğutma ve havalandırma (HVAC) uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Bu sistemlerin kullanım amacı, genel olarak kapalı bir ortama istenilen nem ve sıcaklık aralığında filtrelenmiş olarak temiz hava sağlamaktır. Hava şartlandırma ünitesi olarak tanımlanan klima santrallerindeki hava, şartlandırma esnasında farklı bileşenlerle karşılaşmaktadır. Karşılaşılan her engel bir basınç düşümü oluşturmakta ve aşılabilmesi için daha yüksek güç gerektiren motor seçimine neden olmaktadır. HAD yardımıyla bu iç kayıplar azaltılabilmekte ve daha az enerji tüketen klima santralleri tasarlanabilmektedir. Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerindeki maliyet oranları genel olarak Şekil 4.4’te verilmiştir [116].



Şekil 4.4. Isıtma, soğutma ve havalandırma (HVAC) bileşenlerinin maliyet oranları [116].

4.3.5. Sonlu Hacimler Yöntemi

Sayısal yöntemlerle birlikte mühendislik problemleri yeteri derecede hassasiyetle çözülebilmektedir. Sürekli ortam mekaniğinin çözümlenmesinde kullanılan bu yöntemler, problemdeki fiziksel büyüklükler arasındaki bağı temsil eden denklemleri, çok küçük bir bölgede oluşturabilmektedir. Bu sayede gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı olan ve küçük bölgelerde gerçekleştirilen çok sayıda denklem ile incelenebilmektedir. Yapıyı küçük parçalara ayırmak ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturmakla, fiziksel büyüklüklerin yapı içerisindeki değişimini hassasiyetle hesaplamak mümkün olmaktadır. Bu bölünmüş bölgelerin sayısı arttıkça çözümün duyarlılığı da artmaktadır.

Akış problemlerindeki karmaşıklık, üç boyutlu olması ve türbülans etkisinden dolayı denklemlerin, belirtilen başlangıç ve sınır koşulları ile analitik olarak çözülmesini, zorlaştırmaktadır. Bu sebeple söz konusu denklemlerin çözülmesi amacıyla çeşitli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar sonlu elamanlar, sonlu farklar ve sonlu hacimler olarak sıralanabilir. Bu yöntemlerin hepsi akışkanlar mekaniğinde kullanılabilmektedir, fakat yapılan incelemeler ve araştırmalar, sonlu hacimler yöntemi ile daha hassas çözümlerin elde edilebileceğini göstermiştir. Sonlu hacimler yöntemi, karmaşık ve eğrisel geometrilere uygulanabilmektedir bu da bu yöntemin yaygınlaşmasındaki önemli bir etken olmuştur.

Sonlu hacimler yöntemini uygulamadan önce, problemin çözümü için öncelikle sınır şartları ve akış alanının belirlenmiş olması gerekmektedir. Denklemlerin hangi hacim için çözüleceğinin bilinmesi için akış hacminin net olarak bilinmesi gerekmektedir. Sonlu hacimler yöntemi ile akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmektedir. Daha sonra her bir sonlu hacim için ilgili denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Söz konusu denklemlerin çözümü için gelişmiş bilgisayar programları gerekmektedir. Araştırmacılar tarafından bilimsel çalışma ve araştırmalar için sonlu hacimlere dayalı programlar yazılıyorsa da hazır paket programların kullanılması daha verimlidir.

Bilgisayar ortamında yapılan çözümlerlerde küçük sonlu hacimlerin kullanılması çözüm hassasiyetini artırmaktadır. Fakat problemin çözümü için gereğinden fazla sonlu hacimlere bölmek çözümleme zamanını uzatmakta ve bilgisayar kapasitesini zorlamaktadır. Bu sebeple uygun ve kabul edilebilir sayıda bir bölme işlemi gerçekleştirmek gerekmektedir. Bunun için öncelikle bölme işlemi, büyük hacimler olacak şekilde gerçekleştirmek ve sonrasında kritik bölgeler için daha küçük sonlu hacimlere bölmek gerekmektedir. Sonrasında ise akış hacmine hangi yüzeyden ne tür bir akışkanın aktığı, akışkanın çıkış

yüzeyi, duvar yüzeyleri ve ara yüzeylerin malzeme özellikleri gibi veriler programa girilmektedir [114].

4.3.6. Denklemlerin Çözümü

Sonlu hacimler yönteminde, denklemlerin çözümü için farklı yöntemler mevcuttur. Kullanılan paket programa veya sayısal modele bağlı olarak, program bir veya birden fazla çözüm yöntemi sağlayabilir. Sonuçların elde edilebilmesi için, çözüm metodu belirlenir ve iterasyona başlanır.

Bilgisayar yazılımı, her bir iterasyon için, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal ağ içerisindeki bütün sonlu hacimler için çözer. Ardışık iterasyonlar arasında elde edilen hız, debi veya basınç gibi akışa bağlı olan bir parametrenin değerindeki maksimum fark kullanıcı tarafından belirlenen değerden daha küçük olduğunda çözüm yakınsamış olur ve sonuçlar değerlendirmeye alınır. İterasyon sayısının artmasıyla ardışık iterasyonlar arasında değişim azalır ve program yakınsar.

Bilgisayar programına çözüm için girilen verilerin doğru yapılması ve çözüm metodlarının doğru seçilmesi sonucu doğrudan etkileyebilmektedir. Bu sebeple kullanıcının, akışkanlar dinamiği teorisi ve programın çözdüğü denklemler hakkında bilgi sahibi olması gerekir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sonlu hacimler yöntemiyle gerçekleştirilen sayısal çözümleme aşamaları aşağıdaki gibidir;

1. Modellemenin amacı: Modelden istenen sonuç ve hassasiyetler ve bunların nasıl kullanılacağı belirlenmesi
2. Sayısal çözümleme modelinin seçimi: Modellenecek fiziksel sistemin seçilmesi, başlangıç ve sınır şartlarının belirlenmesi ve uygun ağ yapısının seçilmesi
3. Fiziksel modeller: Akış türünün ve uygun modelin belirlenmesi.
4. Çözüm metodu: Mevcut çözümleyici ve yakınsama zamanının belirlenmesi

Temel aşamalar belirlendikten sonra, problemin çözümü için yapılacak işlemler aşağıda belirtilmiştir:

- Geometrik modelin oluşturulması
- Model için ağ yapısı oluşturulması
- 2D veya 3D için uygun çözümleyicinin çalıştırılması

- Ağ yapısının kontrolü
- Çözümleyici seçimi
- Çözüm modellerinin seçimi: Akış türü, kimyasal bileşenler, ısı geçiş modelleri, fanlar ve ısı değiştiriciler gibi ilave modellerin tanımlanması
- Malzeme özelliklerinin girilmesi
- Sınır şartlarının tanımlanması
- Çözüm kontrol değerlerinin ayarlanması
- Akış alanının başlatılması
- İlk çözümlemenin uygulanması
- Sonuçların değerlendirilmesi ve kaydedilmesi
- Gerekli görüldüğü durumda fiziksel/sayısal modelin incelenmesi ve ağ yapısının iyileştirilmesi.

Bilgisayar programına girilen veriler, problemde belirtilen sistemin çalıştığı şartlara uygun ise ve akış hacmi hatasız olarak sonlu hacimlere bölündüyse, program kullanıcı tarafından belirlenen yakınsama kriterini sağladığında çözüme ulaşmaktadır. Fakat verilerde veya ağ yapısında bir hata yapıldıysa program yakınsamaz veya yanlış sonuç verir. Bu durumda hataların bulunması için girilen verilerin ve ağ yapısının tekrar gözden geçirilmesi gerekmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde çözüm, sonlu hacimlerin sayısına bağlıdır. Fakat mühendislik problemlerinin çözümü için net bir sonlu hacim sayısı belirtmek mümkün değildir. Bu sebeple sonlu hacim sayısı genellikle deneme yanılma ile belirlenmektedir. Bu da, bir problem için birden fazla sayısal ağ yapısı için çözüm yapılmasını gerektirmektedir. Bu sayede bulunan sonuçlar, sayısal ağ ve sonlu hacimlerin sayısından bağımsız hale getirilmektedir. Sonlu hacim sayısının artmasıyla birlikte bilgisayarın çalışma süresi ve dolayısıyla çözüm için gereken zaman da artmakta ve bazen problemin çözümü için günlerce beklemek gerekmektedir.

Sayısal çalışma için ANSYS Fluent paket programı kullanılmış, geometrik modelin oluşturulması için Gambit, Solidworks ve ANSYS Workbench programı kullanılmıştır. Oluşturulan model için ağ yapısının oluşturulması işlemi ANSYS Workbench ve Gambit programlarıyla gerçekleştirilmiştir [117]. Ağ yapısı oluşturulan model geometri Fluent programına aktarılmış ve daha önce tanımlanan özellikler ve geometrinin ağ yapısının uygunluğu kontrol edilmiştir. Daha sonra Fluent paket programında sınır şartları ve malzeme özellikleri girilmiş, bir sonraki aşamada da çözüm gerçekleştirilerek sonuçlar elde edilmiş

ve irdelenmiştir. Bu işlemler hibrit sistemin parçaları olan toprak-hava ısı değiştiricisi ve Güneş bacası için ayrı ayrı yapılmıştır. Türbülans model olarak Standart $k-\epsilon$ ve RNG $k-\epsilon$ modelleri seçilmiştir. Optimum performans için gerekli çözümlemeler yapılmış ve elde edilen veriler literatürle karşılaştırılmıştır. Literatürle kıyaslamanın yapılabilmesi için farklı model geometrileri, malzeme özellikleri ve çevre şartları için çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

4.3.7. Sayısal Sonuçların Doğrulanması

Sayısal yöntemler ile yapılan çalışmalar geometrik modelin oluşturulması, probleme uygun ağ yapısının belirlenmesi, girdilerin doğruluğu, başlangıç ve sınır şartları, malzeme özellikleri gibi birçok parametreye bağlıdır. Bunlardan bir veya birkaçında yapılabilecek bir hata sonucun yanlış olmasına sebep olabilmektedir. Her ne kadar çalışma farklı şartlar altında birden fazla olacak şekilde yapılıyor ise de sonucun doğruluğundan tam emin olmak mümkün değildir. Bu nedenle, sayısal sonuçların daha önce yapılan deneysel, teorik veya başka bir sayısal çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılması gerekmektedir.

Sonuçlar belirli hata aralığında örtüşüyor veya tam anlamıyla uyum içerisinde ise elde edilen veriler doğru kabul edilebilir. Sayısal sonuçlar ile literatürdeki çalışmalar sistem performansı açısından da çok önemlidir. Karşılaştırma sonuçlarına göre, yapılan sayısal çözümlemelerde parametreler değiştirilerek daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılan çalışma sonuçları girilen parametre ve kullanılan yöntemlere bağlıdır. Sayısal çözümlemelerin güvenilirliği için elde edilen çalışmalar deneysel sonuçlar ile kıyaslanmalıdır. Deney yöntemi, deneyde kullanılan ölçüm cihazları ve buna benzer parametreler deneysel sonuçları doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle karşılaştırma yapılmadan önce deneysel sonuçların doğruluğundan emin olmak gerekir.

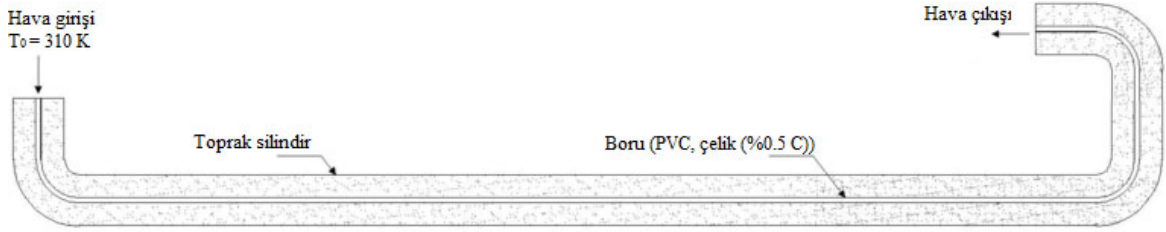
Bu doğrultuda, sayısal çalışması yapılan Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi sistemleri literatürdeki deneysel, teorik ve sayısal çalışmalar ile bir sonraki bölümde karşılaştırılmıştır.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

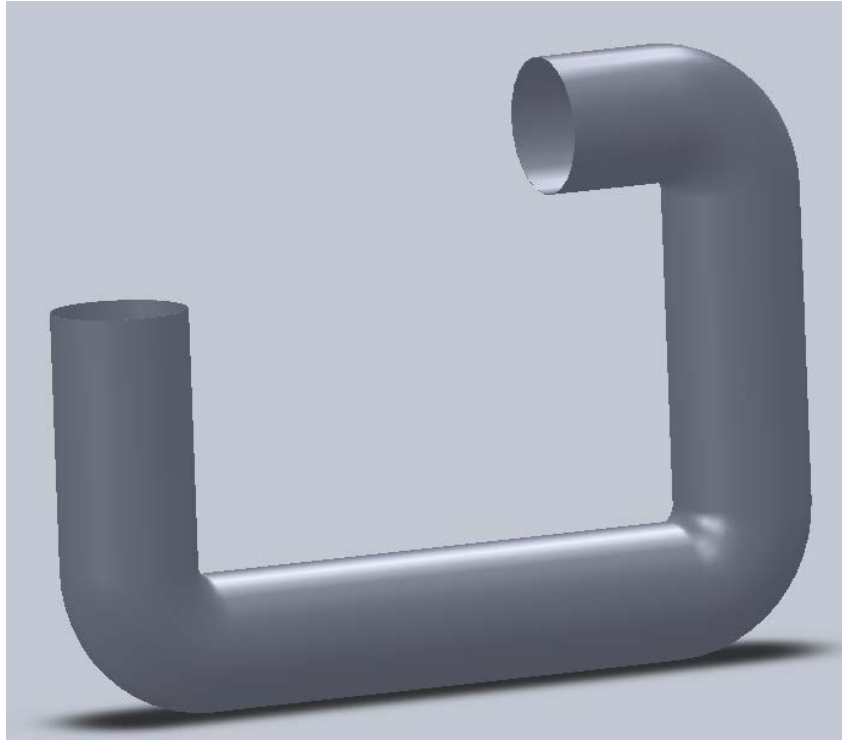
5.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi için Sayısal Modelleme

5.1.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Geometrisi

Şekil 5.1’de toprak-hava ısı değiştiricisi şematik olarak verilmiştir. Toprak silindirin çapı 1 m, PVC ve çelik (%0.5 C) borunun iç çapı 0.305 m ayrıca boru cidar kalınlığı 0.002 m olarak kabul edilmiştir. Toprak-hava ısı değiştiricisi yatay ekseninde 25 m uzunluğa sahip olup 1 m toprak derinliğinde olacak şekilde tasarlanmıştır. SolidWorks programında oluşturulan geometrik model Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



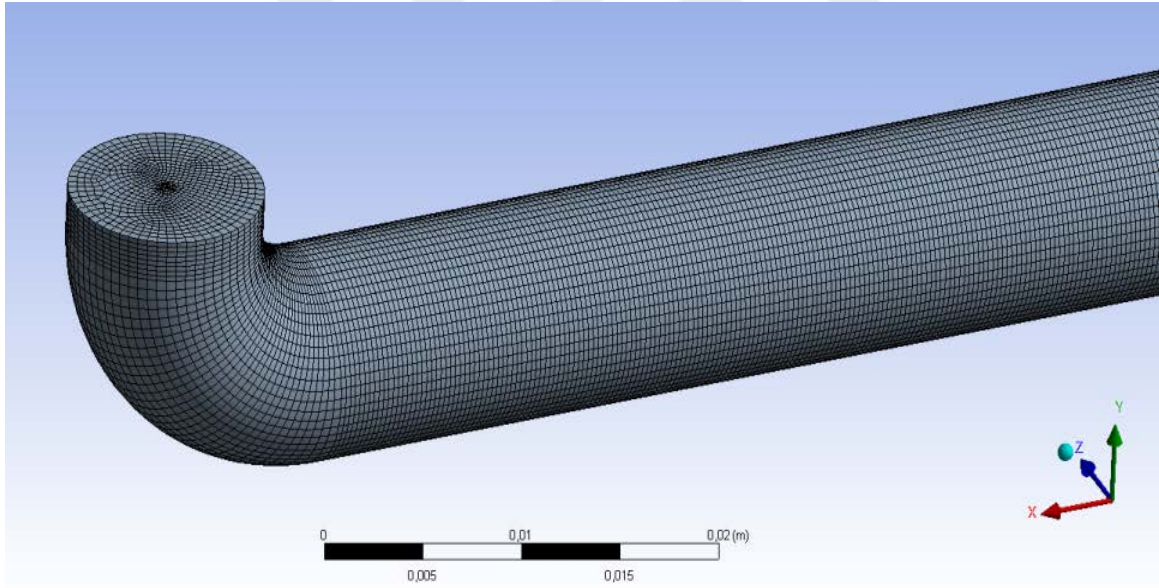
Şekil 5.1 Sayısal çalışmada kullanılan toprak-hava ısı değiştiricisi modelinin şematik çizimi



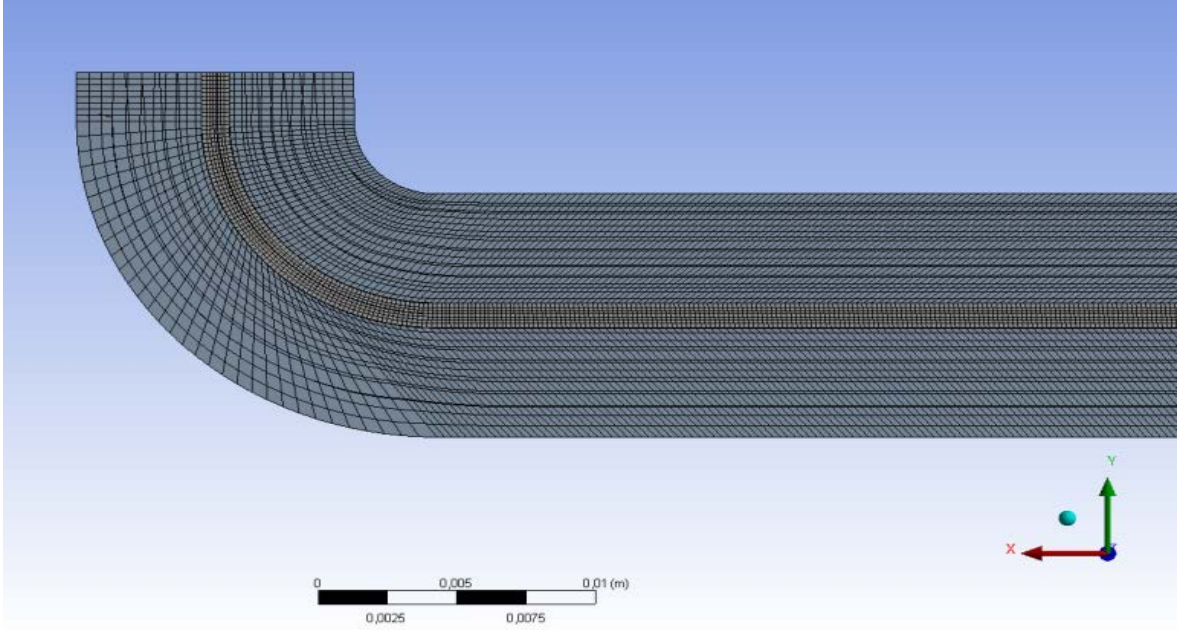
Şekil 5.2. Geometrik modeli oluşturulan boru yapısı

5.1.2. Sayısal Modelin Çözümüne Hazır Hale Getirilmesi

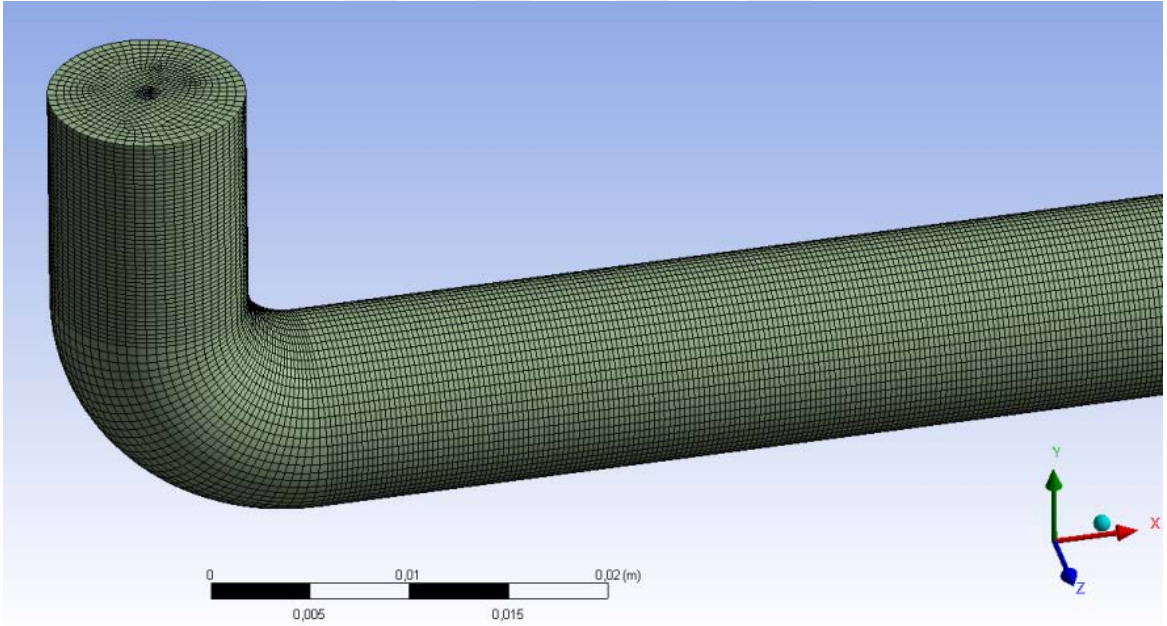
Sistemin sayısal çözümlemesi ANSYS Fluent programı ile gerçekleştirilmiştir. Bu program çözüm işlemini, kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan sonlu hacimler yöntemi ile yapmaktadır. Çözüm için, incelenecek bölgenin üst-üste binmeyen sonlu sayıda kontrol hacmine bölünmesi gerekmektedir. Bu sonlu sayıdaki elemanların tamamı çözüm ağı veya sayısal ağ olarak adlandırılmaktadır. Genellikle değişkenler kontrol hacimlerinin merkezinde hesaplanır. Diğer metotlardan farklı olarak, sonlu hacimler yöntemi ile hesaplamalar düğüm noktalarında yapılmadığından çok esnek çözüm ağlarına uygulanabilmektedir. Bu avantajı dolayısıyla, yapısal ve yapısal olmayan çözüm ağlarında başarılı sonuçlar vermektedir. Karmaşık geometrilere uygulanabilmesi ve daha esnek olması açısından daha çok yapısal olmayan çözüm ağları tercih edilmektedir [78, 98]. Aşağıda Şekil 5.3.a – Şekil 5.3.f arasında katı modele ait ağ yapıları gösterilmiştir.



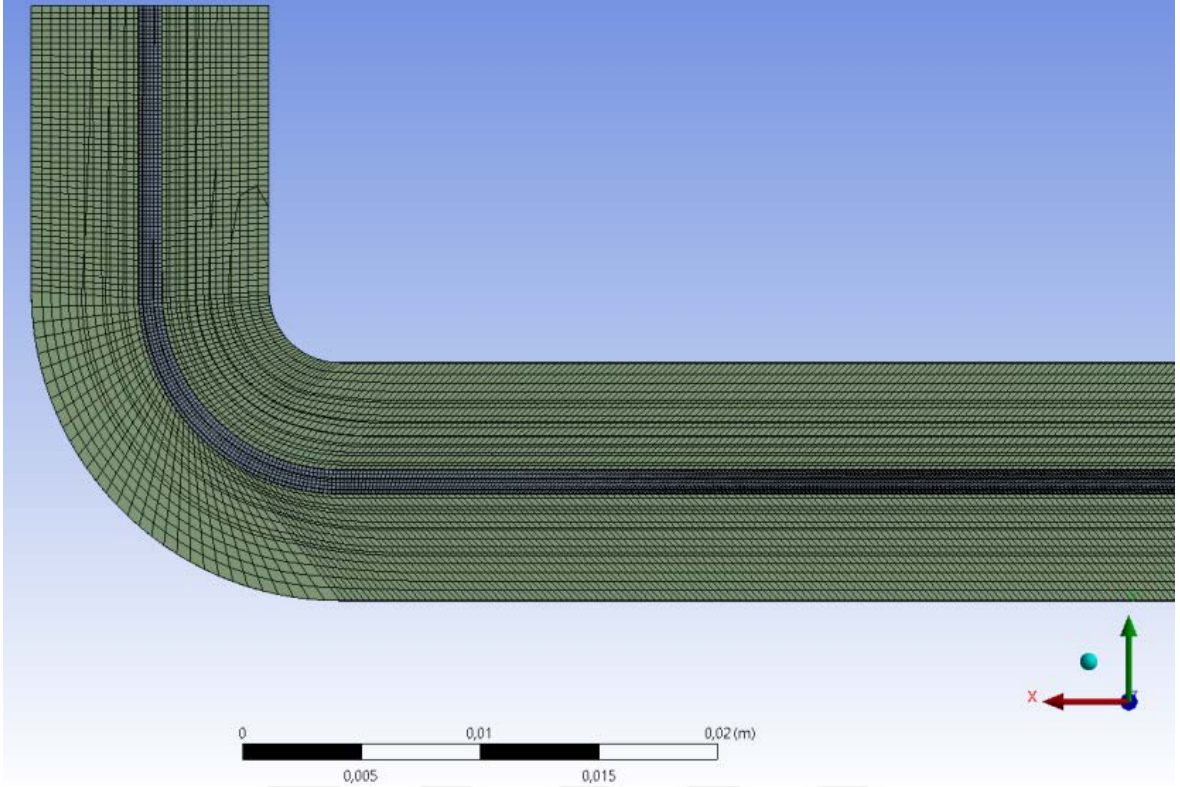
Şekil 5.3.a. Toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi (Derinlik = 1 m)



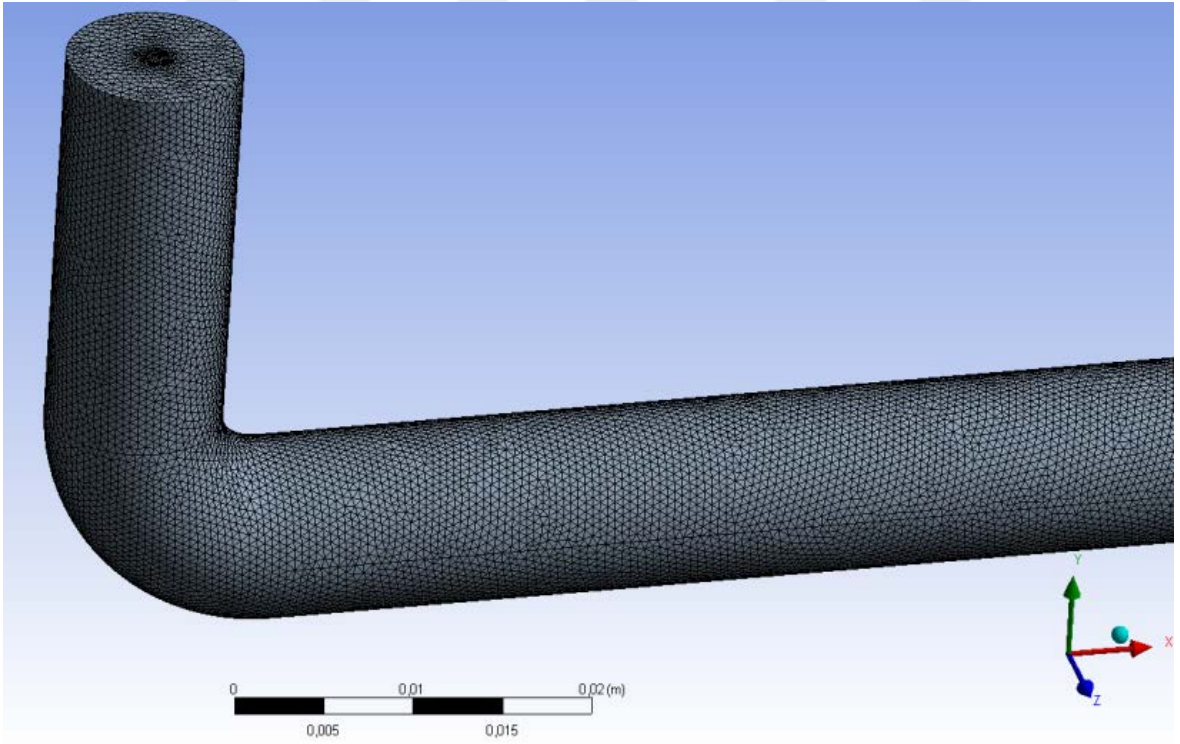
Şekil 5.3.b. Toprak ve borunun boyuna kesit görünüşüne ait ağ gösterimi



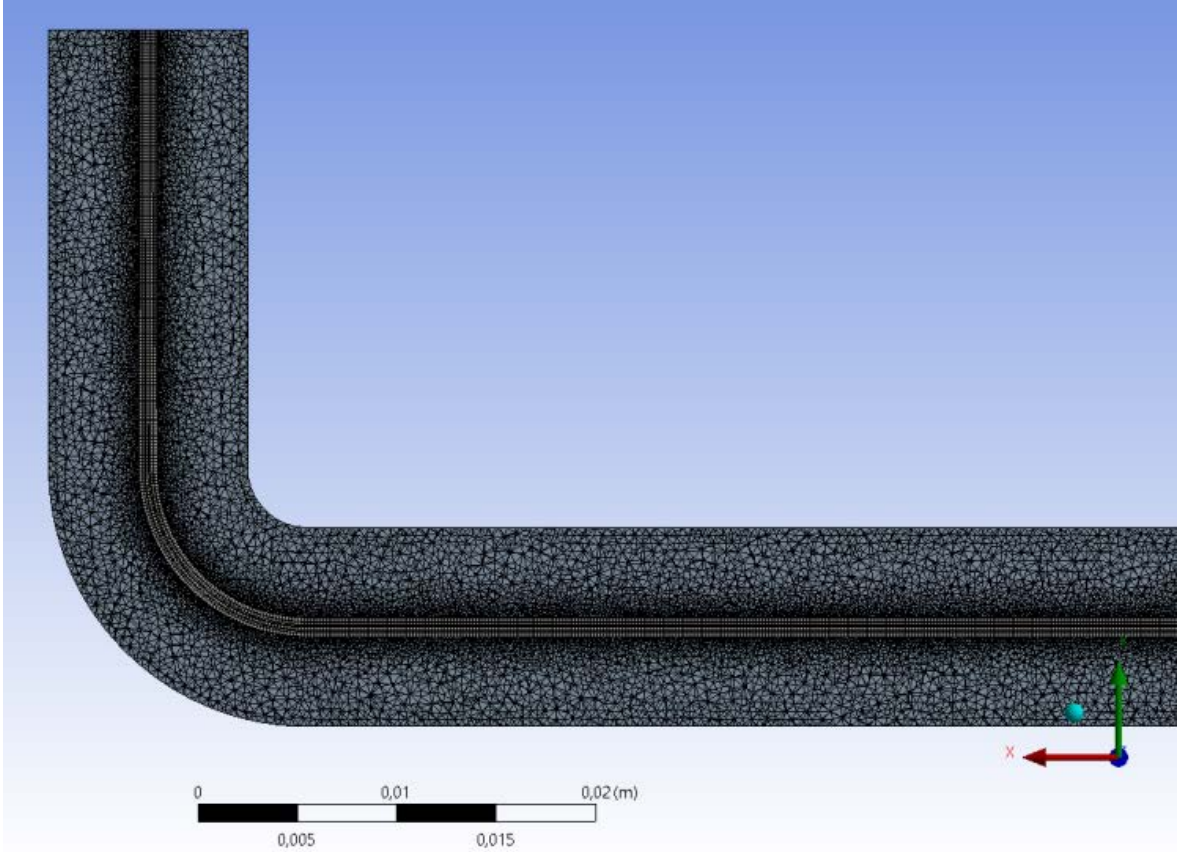
Şekil 5.3.c. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi



Şekil 5.3.d. Toprak ve borunun boyuna kesit görünüşüne ait ağ gösterimi



Şekil 5.3.e. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi



Şekil 5.3.f. Toprak altındaki toprak ve boruyu temsil eden yüzeylerin ağ gösterimi

ANSYS Workbench mesh metodu kullanılarak oluşturulan ağ yapısı, 994108 hacim elemanından ve 1099980 düğüm noktasından oluşmaktadır.

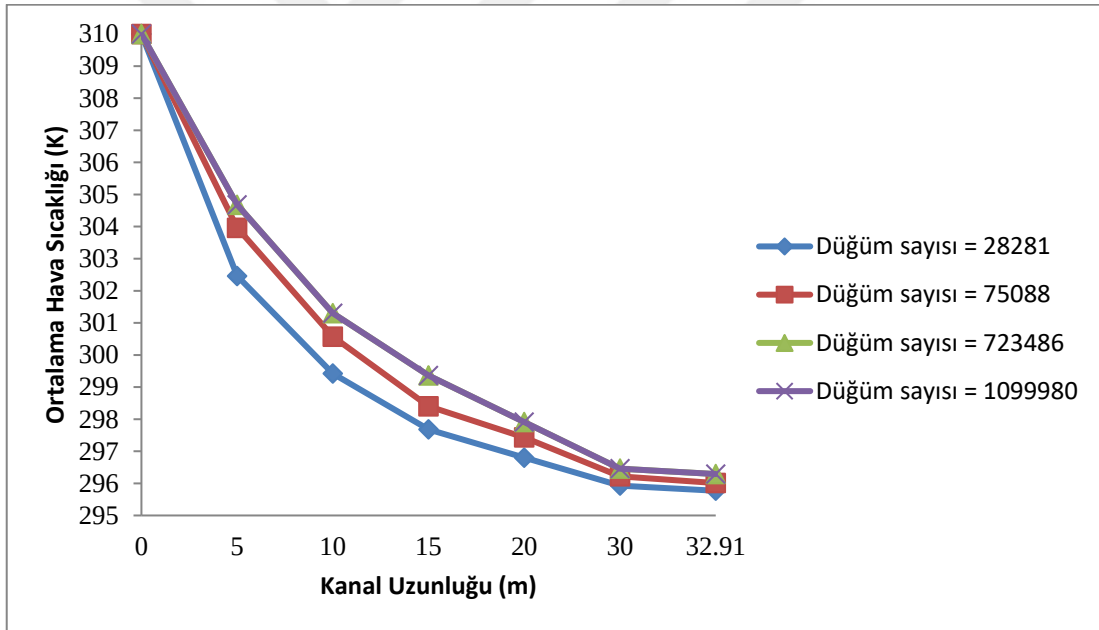
En uygun düğüm sayısının tespiti için Reynolds sayısının 4×10^4 değeri kullanılarak 1 m toprak derinliğindeki toprak-hava ısı değiştiricisi uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık değerleri incelenmiştir.

Tablo 5.1’de toprak-hava ısı değiştiricisi uzunluğu boyunca farklı düğüm noktalarına ait ortalama hava sıcaklık değerleri verilmiştir. Model uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık değerleri düğüm sayılarındaki artışa bağlı olarak değişmiştir. Düğüm sayısı arttıkça kanalın farklı mesafelerindeki ortalama hava sıcaklık değerleri de artmıştır. Tablo 5.1 incelendiği zaman 723486 adet düğüm sayısına ait ortalama hava sıcaklık değerleri ile 1099980 adet düğüm sayısına ait ortalama hava sıcaklık değerleri birbirine eşit bulunmuştur. Bu sonuca bağlı olarak 1099980 adet düğüm sayısı çözüm ağı için yeterli kabul edilmiştir.

Tablo 5.1 EAHE uzunluğu boyunca farklı düğüm sayılarındaki ortalama hava sıcaklık değerleri (K)

Gömülü PVC boru derinliği = 1 m				
Reynolds sayısı	4×10^4			
Düğüm sayısı	28281	75088	723486	1099980
Kanal Uzunluğu (m)	Sıcaklık Değerleri (K)			
Giriş	310	310	310	310
5	303.48	304.84	305.69	305.72
10	300.63	301.45	302.42	302.42
15	298.72	299.42	300.49	300.48
20	297.76	298.53	298.94	298.94
25	296.98	297.26	297.85	297.85
Çıkış	296.81	297.01	297.83	297.83

Toprak-hava ısı değiştiricisi uzunluğu boyunca düğüm sayısına bağlı olarak ortalama hava sıcaklık değişimleri Şekil 5.4'te grafik halinde verilmiştir.



Şekil 5.4 Kanal uzunluğu boyunca düğüm sayısına bağlı olarak değişen ortalama hava sıcaklık değerleri

5.1.3. Sayısal Modellemede Kullanılan Başlangıç, Sınır Şartları ve Malzemelerin Özellikleri

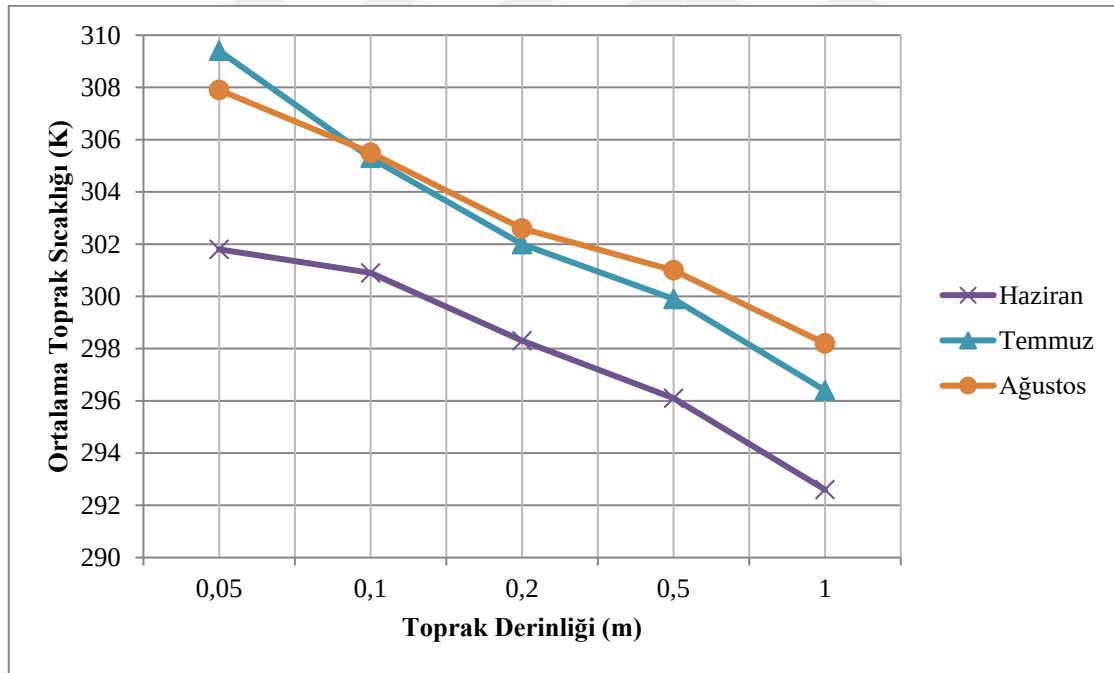
Sayısal modelin çözüm ağ kalitesi belirlendikten sonra sınır şartları ve malzeme özelliklerinin programa girilmesi işlemine geçilmiştir. Elazığ iklim şartlarına bakıldığında, yaz aylarında en yüksek hava sıcaklık ortalaması 310 K olarak alınmış ve yaz dönemine ait

maksimum sıcaklık değişimi Tablo 5.2’de gösterilmiştir [118]. Bu sebeple yapılan bütün çözümlerlerde havanın toprak-hava ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı $T_0 = 310$ K olarak alınmıştır.

Tablo 5.2. Elazığ İline ait yıllara göre aylık maksimum sıcaklık değerleri [118].

Aylık Maksimum Sıcaklık (°C)												
İSTASYON ADI/NO: ELAZIĞ BÖLGE / 17201												
YIL/AY	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2011	8.7	13.0	20.2	24.7	30.8	35.5			35.0	29.9	16.4	9.8
2012	9.7	8.6	22.0	27.1	29.2	38.6	41.1	39.3	34.8	32.1	21.4	10.0
2013	10.7	14.9	21.6	29.3	30.2	37.9	37.9	38.0	36.0	28.7	21.5	9.4
2014	11.8	17.4	20.6	27.3	33.5	36.7	40.4	41.4	37.2	27.5	16.8	14.4
2015	10.4	13.4	17.8	26.0	31.3	35.9	40.7	41.0	37.7	30.1	19.4	11.9

Sayısal modelin toplam uzunluğu boyunca cıdar sıcaklığı toprak altında sabit olarak kabul edilmiştir. Toprak-hava ısı değiştiricisinin uzunluğu boyunca cıdar sıcaklığı 1 m toprak derinliğinde $T_w = 295.73$ K olarak alınmıştır. Elazığ İlının 2015 yılı yaz dönemine ait ortalama toprak sıcaklığı değişimi Şekil 5.5’te verilmiştir [118].



Şekil 5.5. Haziran - Ağustos 2015 dönemi ortalama toprak sıcaklık değişimi [118].

Toprak-hava ısı değiştiricisi PVC ve çelik (%0.5 C) malzemelerden seçilmiş olup, PVC’nin ısı iletim katsayısı $k_{PVC} = 0.161$ W/mK, çeliğin (%0.5 C) ısı iletim katsayısı $k_{st} = 54$ W/mK’dir. Toprağın ısı iletim katsayısı $k_s = 2.5$ W/mK olarak alınmıştır [119]. Sayısal çalışmada literatür çalışmalarında en uygun çözüm aralığını veren standart k - ϵ türbülans

modeli kullanılmış olup, kararlı akış durumu için Reynolds sayılarına ($Re = 5 \times 10^3$, 10^4 , 15×10^3 , 2×10^4 , 4×10^4 , 6×10^4 , 10^5) göre belirlenen ortalama hava akış hızlarının farklı değerleri kullanılarak sayısal çözümler yapılmıştır. Tablo 5.3’de sayısal çözümlemede kullanılan fiziksel ve ısı parametreleri verilmiştir.

Tablo 5.3. Çalışmada kullanılan fiziksel ve ısı parametreleri ve değerleri

Parametreler	Değerler
Toprak-hava ısı değiştiricisi toplam uzunluğu (m)	25
Toprak silindir çapı (m)	1
Boru iç çapı (m)	0.305
Boru cidar kalınlığı (m)	0.002
Hava yoğunluğu (kg/m^3)	1.1378
Hava giriş sıcaklığı (K)	310
Hava ısı iletkenliği (W/mK)	0.02639
Hava özgül ısısı (J/kg.K)	1007
Hava dinamik viskozitesi (kg/m.s)	1.9042×10^{-5}
Toprak ısı iletkenliği (W/mK)	2.5
Toprak yoğunluğu (kg/m^3)	2050
Toprak özgül ısısı (J/kg.K)	1840
Çelik (%0.5 C) yoğunluğu (kg/m^3)	7833
Çelik (%0.5 C) ısı iletkenliği (W/mK)	54
Çelik (%0.5 C) özgül ısısı (J/kg.K)	465
PVC yoğunluğu (kg/m^3)	1380
PVC ısı iletkenliği (W/mK)	0.161
PVC özgül ısısı (J/kg.K)	900

Her bir malzemenin özellikleri ve havanın yoğunlukları, ısı iletkenlikleri, özgül ısıları sırasıyla Ansys Fluent yazılımına girilmiştir.

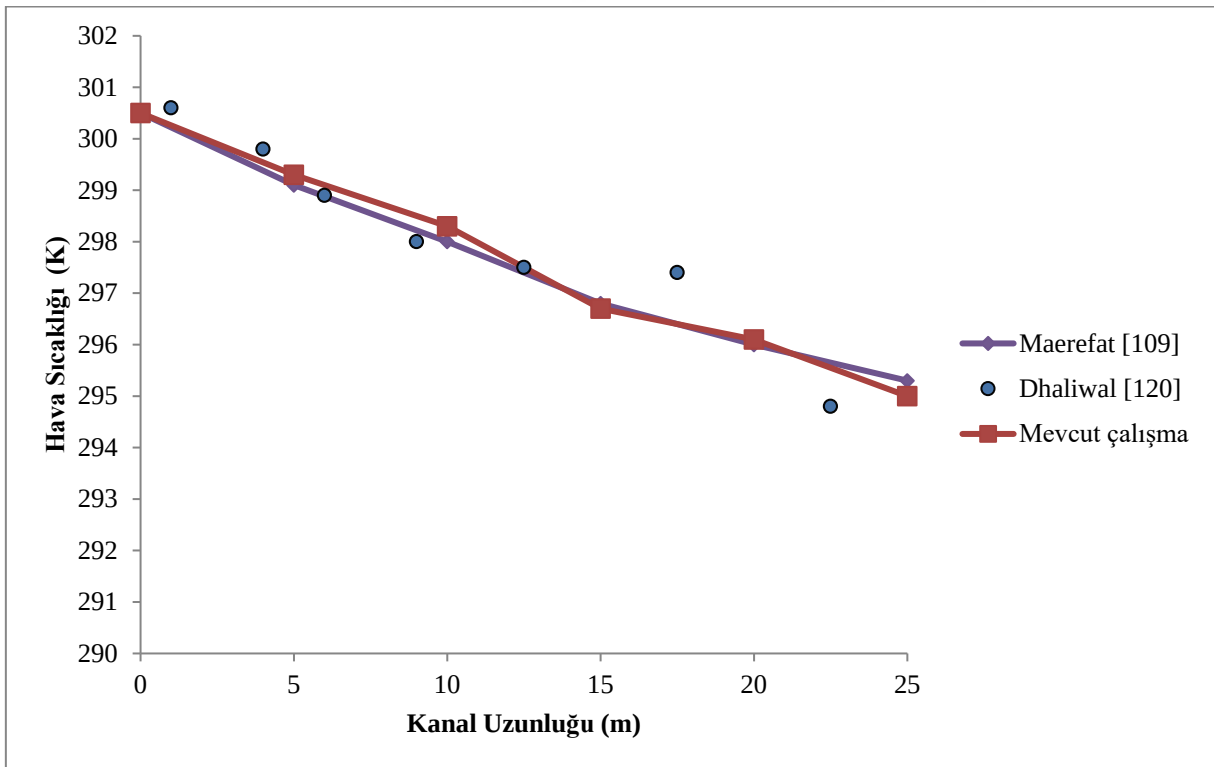
5.1.4. Literatür İle Karşılaştırma

Gerçekleştirilen sayısal çalışmada elde edilen sonuçların doğruluğunun tespiti için ilk olarak M. Maerefat ve A.P Haghighi’nin [109], Matlab yazılımı yardımıyla yapmış oldukları çalışma ve Goswami D.Y. ve Dhaliwal A.S.’nin [120], yapmış oldukları deneysel çalışmalar ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Doğrulaması yapılacak çalışmalarda araştırmacılar, genel olarak toprak-hava ısı değiştiricisinin ısı performansını incelemişlerdir.

Çalışmada doğrulama için kullanılan özellik ve koşullar sayısal çalışma [109] ve deneysel ve teorik çalışma [120] ile aynı olup Tablo 5.4'te gösterilmiştir. Şekil 5.6 mevcut çalışma sonuçlarının literatürle karşılaştırılmasını göstermektedir.

Tablo 5.4. Fiziksel ve ısı parametreleri ve değerleri [109, 120].

Parametreler	Değerler
EAHE'nin toplam uzunluğu (m)	25
EAHE'nin toprak derinliği (m)	2.56
Dış ortam sıcaklığı (K)	307
Hava ısıl iletkenliği (W/mK)	0.024
Hava özgül ısısı (J/kg.K)	1205
Toprak sıcaklığı (K)	292
Toprak ısıl iletkenliği (W/mK)	1.16
Kanalın ısıl iletkenliği (W/mK)	0.33
Hava yoğunluğu (kg/m ³)	1.214
Boru iç çapı (m)	0.305
Boru cidar kalınlığı (m)	0.002
Hava hızı (m/s)	1.47
Toprak ısıl yayılması (m ² /s)	6.45x10 ⁻⁷
Hava Viskozitesi (kg/s.m)	1.78x10 ⁻⁷
Hava Prandtl Sayısı	0.65



Şekil 5.6. Mevcut sonuçlarla literatürdeki sonuçlarının karşılaştırılması

Oluşturulan matematiksel model ve sonrasında Ansys Fluent programı ile yapılan simülasyon sonuçlarına göre, literatür ile doğrulama gerçekleştirilmiş ve hava sıcaklık sonuçları sayısal ve deneysel kıyaslama sonucu oldukça benzer bulunmuştur.

Bu doğrulamalardan sonra Misra ve arkadaşlarının [85] yapmış oldukları çalışmalar ile ayrıca bir doğrulama yapılmıştır. Misra ve arkadaşları Toprak-Hava Tüneli Isı Değiştirici (EATHE) ısıl performansını Hindistan'da ağırlıklı olarak sıcak ve kuru iklim şartlarında deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanarak incelemiştir. Tablo 5.5'te verilen fiziksel ve ısıl parametreler [85]'ten alınmış ve standart $k - \epsilon$ türbülans modeli kullanılarak ANSYS Fluent programında çözümleme yapılmıştır.

Tablo 5.5. Sayısal çalışmada kullanılan fiziksel ve ısıl parametreler ve değerleri [85].

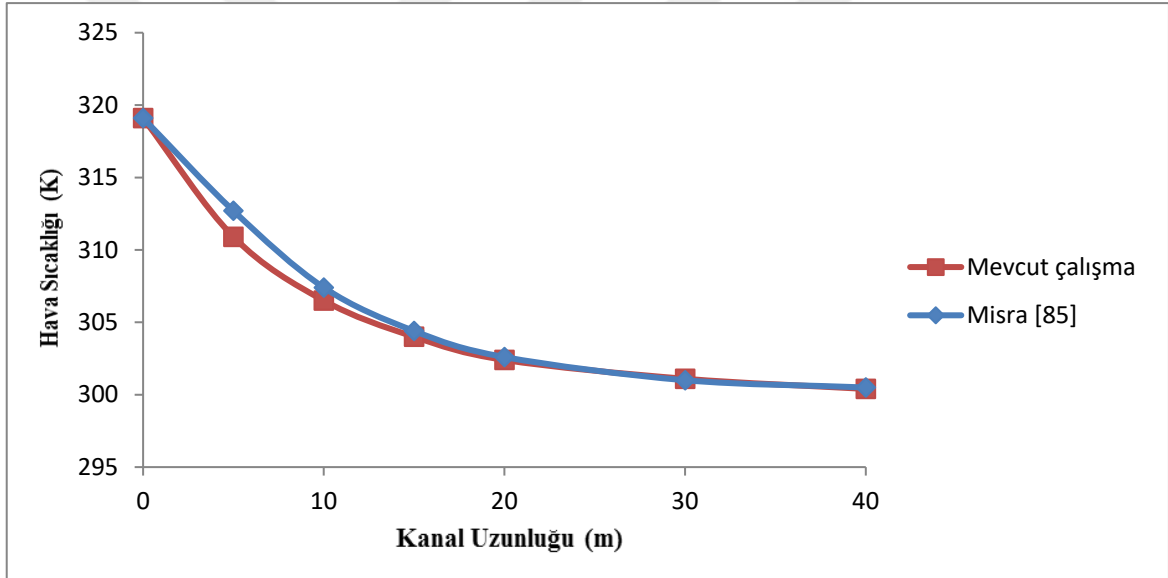
Parametreler	Değerler
Hava hızı (m/s)	5
Hava yoğunluğu (kg/m ³)	1.225
Dış ortam sıcaklığı (K)	319.1
Hava ısıl iletkenliği (W/mK)	0.024
Hava özgül ısısı (J/kg.K)	1006
Toprak derinliği (m)	3.7
Toprak sıcaklığı (K)	300.2
Toprak ısıl iletkenliği (W/mK)	2
Toprak yoğunluğu (kg/m ³)	2050
Toprak özgül ısısı (J/kg.K)	1840
PVC ısıl iletkenliği (W/mK)	1.16
PVC yoğunluğu (kg/m ³)	1380
PVC özgül ısısı (J/kg.K)	900

Sayısal çalışma sonunda elde edilen sonuçlar Tablo 5.6'da verilmiştir. Her iki modelin hava sıcaklıkları karşılaştırıldığı zaman kanalın beşinci metresinde 1.8 K, onuncu metresinde 0.9 K, on beşinci metresinde 0.4 K, yirminci metresinde 0.2 K, otuzuncu metresinde 0.1 K ve kırkıncı metresinde 0.1 K'lık bir sıcaklık farkı olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 5.6. Misra ve diğ [85]. yapmış oldukları çalışma ile mevcut sonuçların kanal uzunluğu boyunca hava sıcaklık dağılımları (K)

Hava hızı = 5 m/s			
Kanal Uzunluğu (m)	Kararlı koşul durumu		Bağıl hata (%)
	Misra ve diğ. [19]	Mevcut çalışma	
Giriş	319.1	319.1	0
5	312.7	310.9	0.57
10	307.4	306.5	0.29
15	304.4	304	0.13
20	302.6	302.4	0.06
30	301	301.1	0.03
40	300.5	300.4	0.03

Her iki modele ait hava sıcaklık dağılımları Şekil 5.7’de verilmiştir. Sonuç olarak karşılaştırılan her iki modelin belirli mesafelerindeki hava sıcaklık dağılımları arasında iyi bir uyum olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.7 Mevcut sonuçlarla literatürdeki sonuçlarının karşılaştırılması

5.1.5. Toprak-Hava Isı Değiştirici Sayısal Sonuçları

Kanal malzemesi PVC ve çelik (%0.5 C) olarak belirlenen toprak-hava ısı değiştiricisi 1 metre toprak derinliğine gömülerek türbülanslı akış koşullarında ısı performans çözümleri yapılmıştır. Ortalama hava akış hızına göre değişen Reynolds sayısının farklı değerleri ($Re = 5 \times 10^3$, 10^4 , 15×10^3 , 2×10^4 , 4×10^4 , 6×10^4 , 10^5) kullanılarak sıcaklık çözümleri yapılmıştır. Bu çalışmada, tüm çözümlelerde kanal uzunluğu boyunca 5 m, 10 m, 15 m, 20 m ve 25 m mesafelerdeki ve kanal çıkışındaki sıcaklıklar tespit edilmiştir.

PVC kanala 310 K sıcaklığında giren hava Reynolds sayısının 5×10^3 değerinde kanal çıkışında 296.56 K olmuştur. Bu sıcaklık değeri Reynolds sayısının değeri 10^5 olduğu durumda kanal çıkışında 299.16 K olarak bulunmuştur. PVC kanalın farklı mesafelerindeki ortalama hava sıcaklık dağılımları Tablo 5.7’de verilmiştir.

Tablo 5.7. PVC kanal uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık dağılımları (K)

Gömülü PVC boru derinliği = 1 m							
Reynolds sayısı	5×10^3	10^4	15×10^3	2×10^4	4×10^4	6×10^4	10^5
Kanal Uzunluğu (m)							
Giriş	310	310	310	310	310	310	310
5	302.49	303.29	304.12	304.58	305.72	306.32	307.23
10	299.17	299.92	300.45	301.14	302.42	303.44	304.52
15	297.69	298.25	298.64	299.13	300.48	301.27	302.65
20	296.87	297.36	297.71	298.01	298.94	299.65	300.98
25	296.58	296.85	296.88	297.24	297.85	298.32	299.17
Çıkış	296.56	296.82	296.84	297.21	297.83	298.29	299.16

Reynolds sayısının en küçük değerinde kanala giren hava giriş hızı en küçük değerinde olacağından dolayı kanalda diğer hava giriş hızlarına göre daha fazla kalacaktır. Bu nedenle hava sıcaklığı kanal boyunca Reynolds sayısının en küçük değerinde daha fazla düşecektir.

Farklı Reynolds sayılarında yapılan çözümlemeler neticesinde Reynolds sayısının değeri büyüdükçe kanal uzunluğu boyunca sıcaklık düşüşlerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun sonucunda PVC kanalda en iyi ısıl performansın Reynolds sayısının 5×10^3 değerinde olduğu tespit edilmiştir. Çelik (%0.5 C) kanala ait farklı mesafelerdeki ortalama hava sıcaklık dağılımları Tablo 5.8’de verilmiştir.

Tablo 5.8 Çelik (%0.5 C) kanal uzunluğu boyunca ortalama hava sıcaklık dağılımları (K)

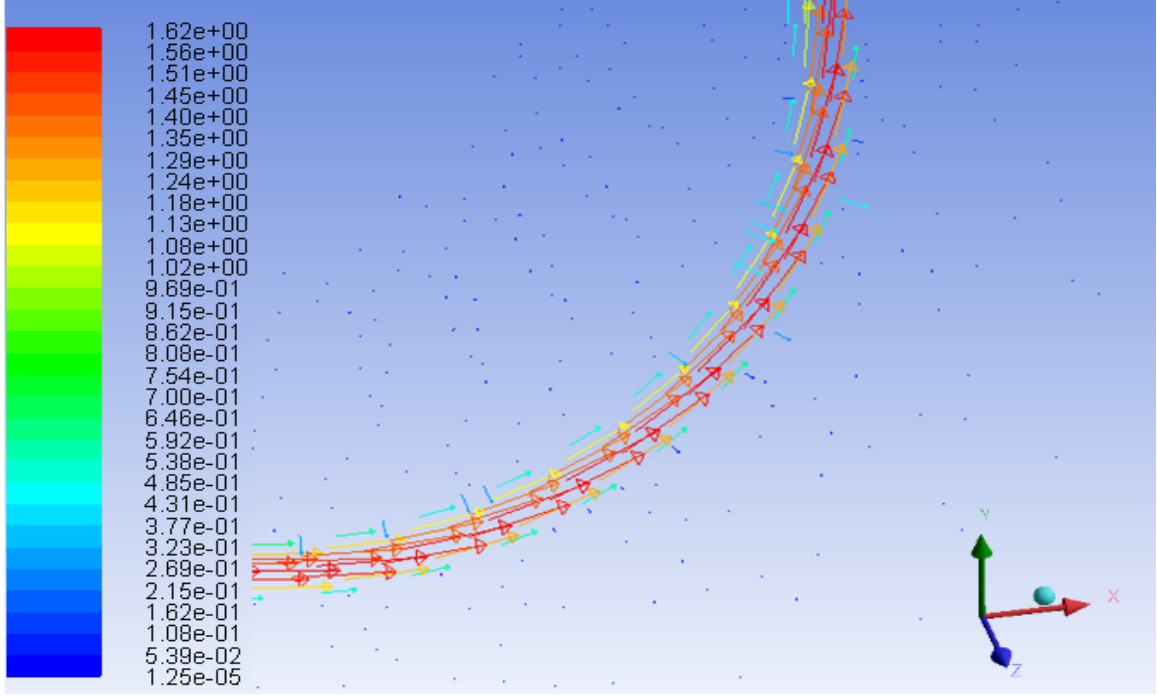
Gömülü çelik (%0.5 C) boru derinliği = 1 m							
Reynolds sayısı	5×10^3	10^4	15×10^3	2×10^4	4×10^4	6×10^4	10^5
Kanal Uzunluğu (m)							
Giriş	310	310	310	310	310	310	310
5	302.42	303.04	303.52	303.69	305.62	305.96	306.47
10	299.01	299.48	299.85	300.24	302.28	302.64	303.45
15	297.52	297.89	298.24	298.44	300.36	300.65	300.96
20	296.88	297.16	297.34	297.53	299.28	299.42	300.09
25	296.59	296.84	296.84	297.22	297.86	298.29	299.12
Çıkış	296.56	296.82	296.81	297.20	297.84	298.27	299.10

Tablo 5.8’de görüldüğü üzere Reynolds sayısının 5×10^3 değerinde çelik (%0.5 C) kanal çıkışında hava sıcaklığı 296.56 K olarak bulunmuştur. Reynolds sayısının değeri arttıkça

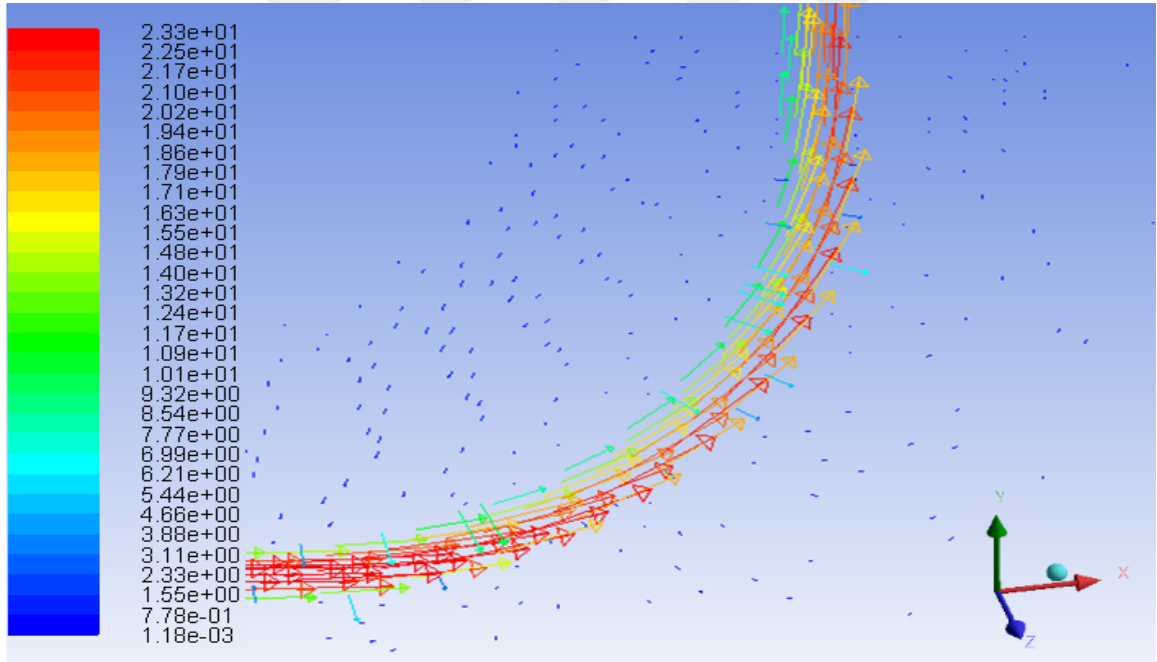
kanal uzunluğu boyunca hava sıcaklıklarında artış gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı 10^5 değeriinde olduğu zaman kanal çıkışında hava sıcaklığı 299.10 K olarak bulunmuştur.

PVC kanalda olduğu gibi çelik (%0.5 C) kanalda da Reynolds sayısının değeri arttıkça kanal uzunluğu boyunca sıcaklık düşüşleri azalmaktadır. Öte yandan, çalışmada kullanılan farklı kanal malzemeleri (PVC ve çelik (%0.5 C)) arasında kanal uzunluğu boyunca kayda değeri bir sıcaklık düşüşü farkı olmadığından kanal malzeme cinsi ısı performansı önemli ölçüde etkilememiştir.

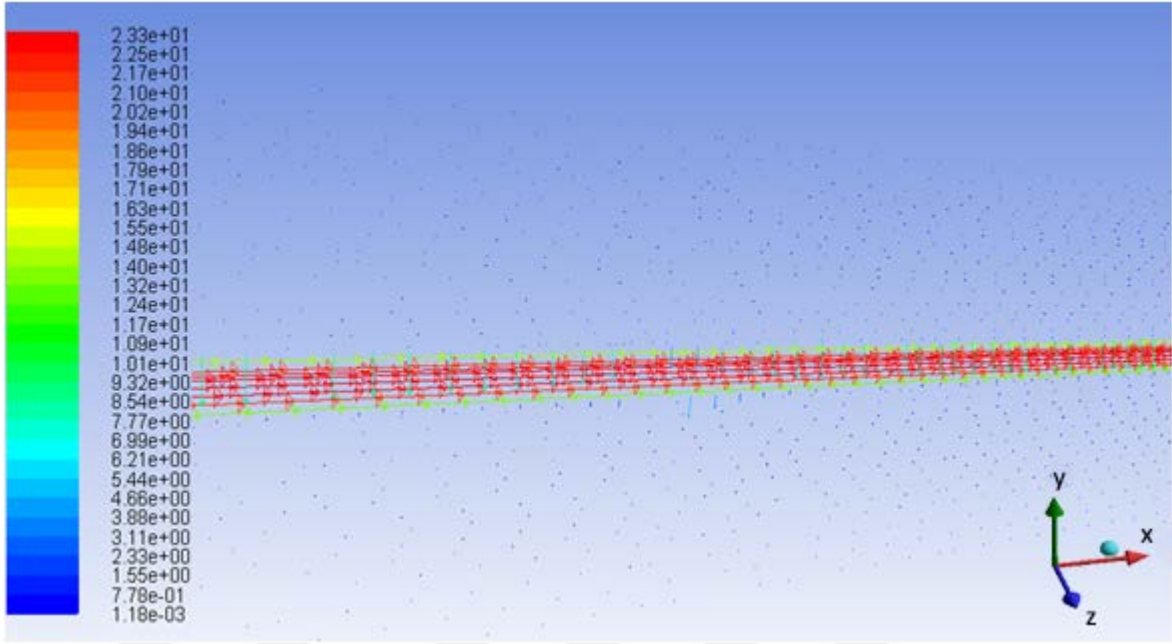
Sayısal sonuçlar incelendiğinde, sıcak havanın 1 m toprak altındaki soğuk kanalda kalma süresine bağılı olarak hava çıkış sıcaklığının değıştiğı görölmektedir. Başka bir değışle kanal girişı ve çıkışı arasındaki en yüksek sıcaklık farkları, Reynolds sayısının 5×10^3 olduğu durumda gerçekleşmiştir. Çözümlemesi yapılan model için, Reynolds sayısının bu değeriinde istenilen soğutma performansının gerçekleştiğı söylenebilir. Fakat toprak-hava ısı değıştiricisi çıkışından gelen hava bina içeriisine verilerek doğıal havalandırma, dolayısıyla ısı konfor amaçlandığından düşük hızdaki bu serin hava yeterli olamamaktadır. Şekil 5.8.a - Şekil 5.8.c farklı Reynolds değeriileri için hız vektörlerini göstermektedir. Bu sebeple hava akımının etkili bir biçimde sağlanarak doğıal havalandırmanın dolayısıyla pasif soğutmanın gerçekleştirebilmesi için, Reynolds sayısının 4×10^4 değeriinde elde edilen sonuçlar sınır değeri olarak kabul edilmiştir. Bu nedenle, PVC kanala 310 K sıcaklığında giren ve Reynolds sayısının 4×10^4 ve 6×10^4 değeriinde kanal çıkışında sırasıyla 297.83 K ve 298.29 K hava sıcaklık değeriileri optimum değeriiler olarak kabul edilebilir.



Şekil 5.8.a. PVC kanalda hava çıkış dirseğine ait hız vektörleri dağılımı [m/s] ($Re = 2 \times 10^4$)



Şekil 5.8.b. PVC kanalda hava çıkış dirseğine ait hız vektörleri dağılımı [m/s] ($Re = 4 \times 10^4$)

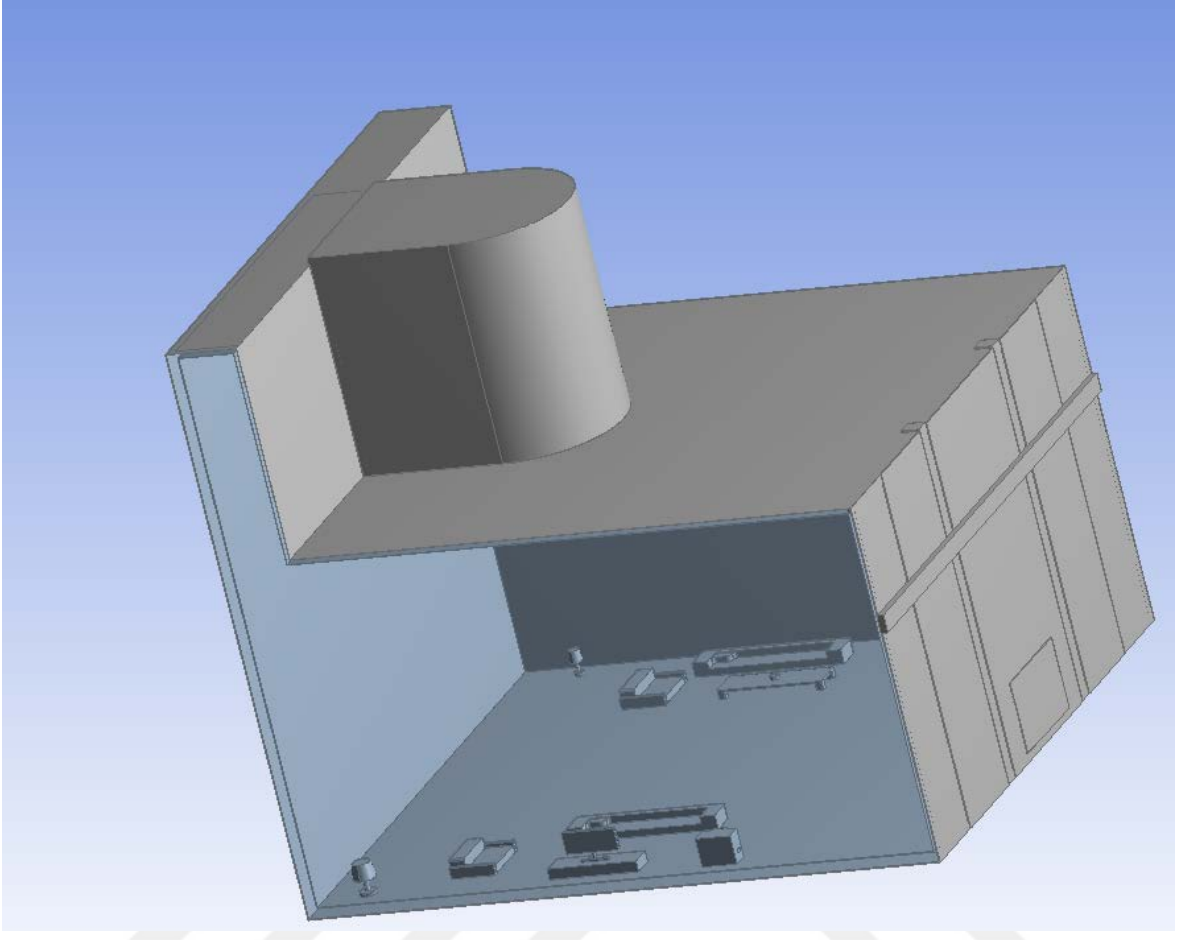


Şekil 5.8.c. PVC kanal boyunca hız vektörleri dağılımı [m/s] ($Re = 4 \times 10^4$)

5.2. Güneş Bacası için Sayısal Modelleme

Sıcak iklimli bölgelerdeki binaların, Güneş ışıınımı ile ısı emilimi çok daha yüksektir. Böylece yüksek iç hava sıcaklığı mesken sakinlerinde ısı rahatsızlığına neden olmaktadır. Bu nedenle, optimum iç hava sıcaklığı ve dolayısıyla mesken sakinlerine ısı konfor sağlamak için çatıdan odalara doğru olan ısı transferini azaltmak gerekmektedir.

Genel olarak Güneş bacası sistemi, Güneşe doğru yönlendirilmiş camla kaplı bir yüzey, soğurucu yüzeye sahip iç duvar, yalıtımlı iç yüzey, hava kanalı ve hava giriş ve çıkışlarının sağlandığı havalandırma açıklıklarından oluşmaktadır (Şekil 5.9).



Şekil 5.10. Geometrik modeli oluşturulan bir Güneş bacası sistemi

Çalışmada, Güneş bacası performansını artırmak için bazı değişiklik ve iyileştirmeler yapılmıştır. Bunlar, Güneş bacası model geometrisinin değiştirilmesi, Güneş bacasında kullanılan malzemelerin çeşitlendirilmesini [51, 121], sıcaklık farkını artırmak için Güneş bacasının Güneşe bakan yönünün değiştirilmesini [49], açıklık miktarının artırılması veya geometrisinin değiştirilmesi [122] ve Güneş bacasına farklı hava kanalı derinliği uygulanması olarak sıralanabilir.

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 çözümlemesi ve doğrulaması yapılacak bazı deneysel ve sayısal modellerin genel olarak şematik fiziksel alanlarını göstermektedir.

5.2.1. Çeşitli Hava Kanalı Derinlikleri İçin Sonuçlar

Güneş bacasının havalandırma için en önemli özelliklerinden biri hava kanalı derinliğidir. Hava kanalı derinliğinin doğal havalandırma performansı üzerindeki etkisi bina içerisindeki ve Güneş bacasındaki hava hareketine ve dolayısıyla türbülansa sebep olmasından dolayı çok önemlidir.

Çalışmada Güneş bacası sisteminin farklı hava kanalı derinliklerinde binadaki sıcaklık ve basınç farklarının çözümlemesi üzerinde durulmuştur. Bunlar havalandırma kapasitesini tarif edebilecek en önemli parametrelerdir. Hava kanalının sıcaklık ve basınç farkı üzerindeki etkisinin tespiti için 3 farklı hava kanalı derinliği için çözümlemeler yapılmıştır.

5.2.1.1. Sisteme Etki Eden Parametreler

Dış ortam sıcaklığı, Güneş ışıınımı, rüzgar hızı, basınç, bina yüksekliği, hava kanalı derinliği ve cephe malzemelerinin doğal havalandırma ve soğutmayı etkilemesi mümkündür. Yirmiden fazla muhtemel değişken bulunmaktadır ve bu değişkenlerin her biri birkaç olası koşullara sahip olabilmektedir.

Çözümleme sonuçlarının güvenilirliği için;

- Testin her birinde sadece bir parametre değiştirilmiştir.
- Doğrulama için literatürle karşılaştırma yapılmıştır.

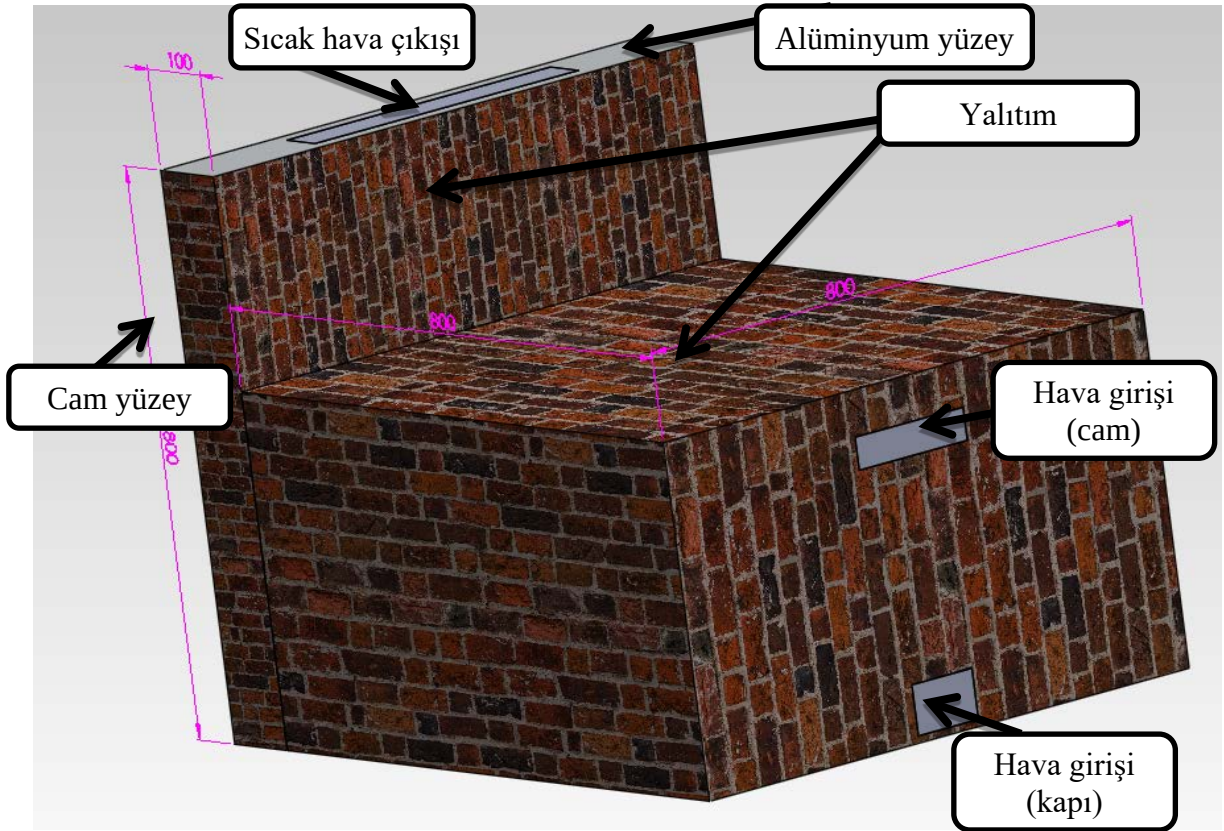
5.2.1.1.1 Malzeme Özellikleri ve Geometrik Model

Çalışmada kullanılan parametrelerin değerleri her bir değişken için varsayılan değer olarak ayarlanmıştır. Sisteme etki eden bir parametre test edilirken diğer bütün değerler sabit tutulmaktadır. Binanın genel malzeme özellikleri Tablo 5.9’da verilmiştir.

Tablo 5.9. Yapının genel malzeme özellikleri

	Cam	Alüminyum	Yalıtım Malzemesi
Yoğunluk (kg/m ³)	2220	2719	10
Cp (Özgül Isı)(j/kgK)	830	871	830
Isıl iletkenlik (W/mK)	1.15	202.4	0.1

Çalışmanın geometrik modeli SolidWorks programı ile oluşturulmuştur. Model için boyutlar Şekil 5.13'te verilmiştir.



Şekil 5.13. Binanın geometrik modellenmesi

Burada binanın boyutları: 0.8 m x 0.8 m x 0.5 m, Güneş bacası boyutları 0.1 m x 0.8 m x 0.8 m olacak şekilde alınmıştır. Bu aşamada, geometrik model üzerinde diğer boyutlar sabit kalmak şartıyla hava kanalı aralığında farklı derinlikler kullanılarak performans çözümü yapılmıştır. Binadaki cam ve yapı malzemelerinin özellikleri, sırasıyla Tablo 5.10 ve Tablo 5.11'de verilmiştir.

Tablo 5.10. Yapıdaki cam malzeme özellikleri [68].

Yalıtımlı Cam			
	Pencere türü ve kalınlığı	İç bölüm	SHG-C
Dış cam (Lamineli)		Low-E	0.710
İç cam	Hava aralığı 20 mm	Low-E	0.636
	Doğrudan Güneş iletimi	Işık iletimi	U-değeri W/m ² K
Dış cam (Lamineli)	0.680	0.811	4.233
İç cam	0.509	0.761	2.060

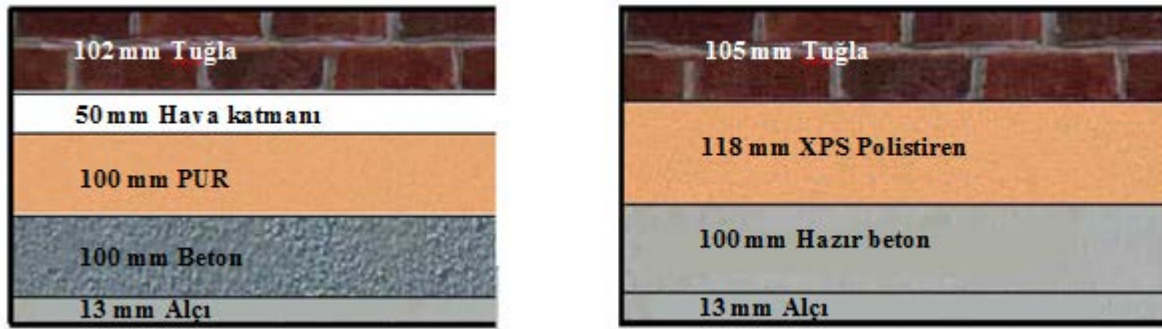
Not: Low-E, camın ısı yalıtım değerini artırmak için cam yüzeyine yapılan kaplamalardır. Böylece, Low-E cam daha fazla Güneş ışığı yayar. SHG-C, pencereden gelen Güneş enerjisi fraksiyonunu gösteren Güneş ısı kazanç katsayısıdır.

Tablo 5.11. Yapıdaki diğer malzeme özellikleri

İnşaat Malzemesi		
	Yapı	U-değeri W/m ² K
Duvar	102 mm tuğla+50 mm hava katmanı+100 mm PUR+100 mm beton+13 mm alçı	0.225
Çatı	105 mm tuğla+ 118 mm XPS ekstrüde Polistiren+100 mm hazır beton 13 mm alçı sıva harcı	0.250
Zemin	100 mm hazır beton	4.730

Not: U-değeri, binadaki (duvar, çatı ya da zemin) malzemelerin yalıtımının bir ölçüsüdür.

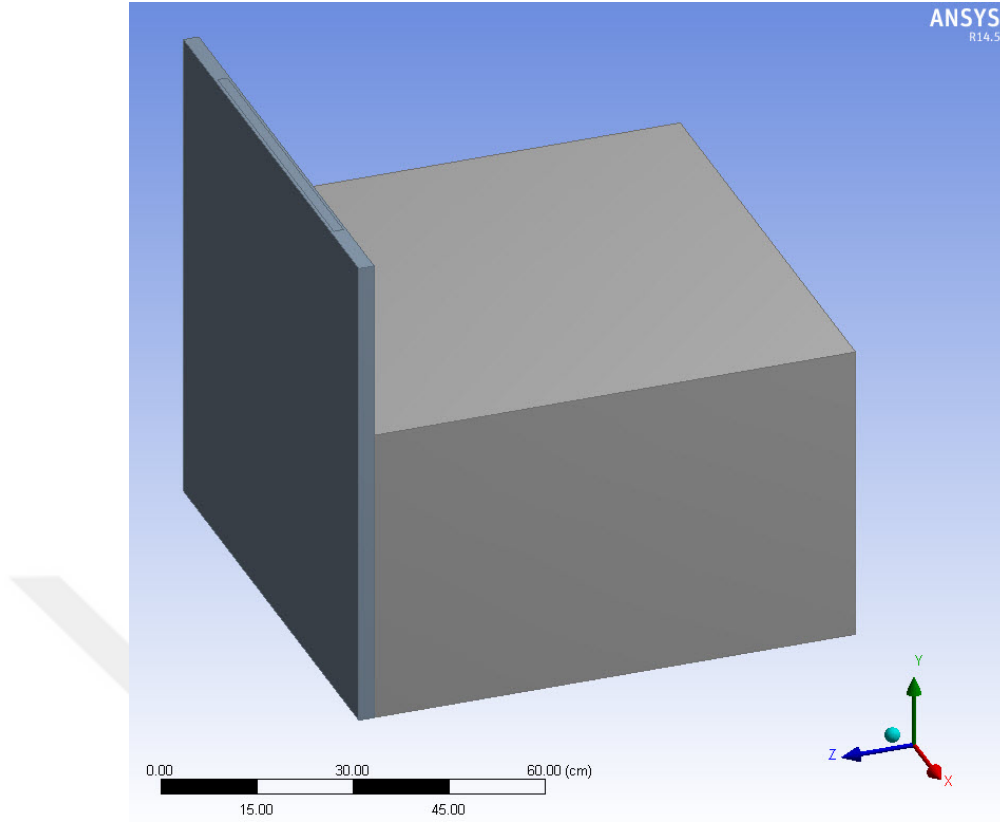
Yapıda kullanılan malzeme özellikleri Şekil 5.14'te katmanlar halinde gösterilmiştir.



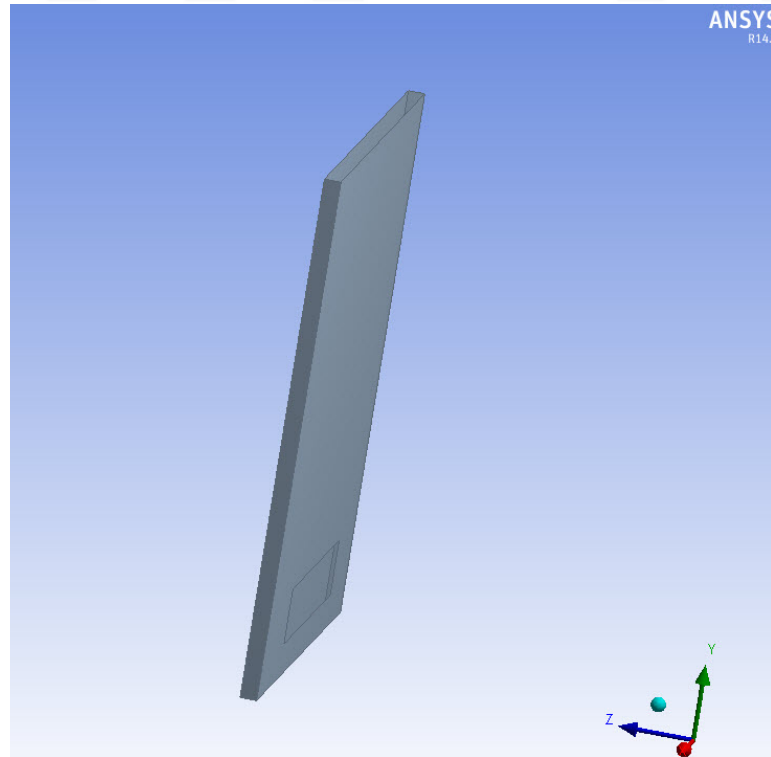
Şekil 5.14. Bina duvar ve çatı bölümü için kullanılan malzemeler [68].

5.2.1.2. Hava Kanalı = 2.54 cm için Sonuçlar

Bu bölümde Güneş bacası içerisindeki hava kanalı derinliğinin 2.54 cm olduğu durum incelenmiştir. Çalışmanın katı modeli oluşturulduktan sonra, ANSYS Workbench Mesh ile optimum düğüm sayısı tespit edilmiştir (Tablo 5.12). Ağ yapısı belirlenen model ANSYS Fluent programına aktararak gerekli malzeme özellikleri, başlangıç ve sınır şartları belirlenmiş ve çözümleme gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.15.a ve Şekil 5.15.b incelenen katı modeli göstermektedir.



Şekil 5.15.a. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 2.54 cm)

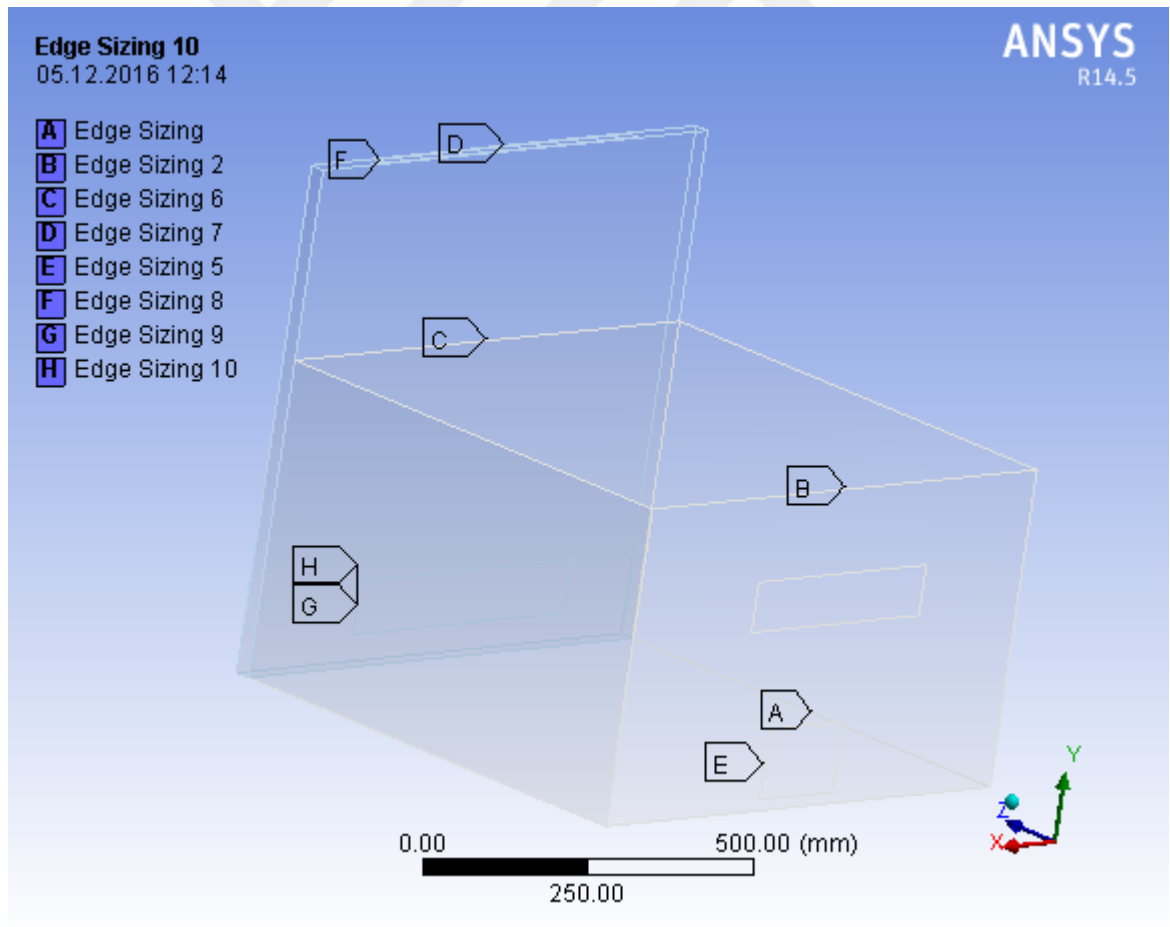


Şekil 5.15.b. Güneş bacasının modellenmesi (Hava kanalı = 2.54 cm)

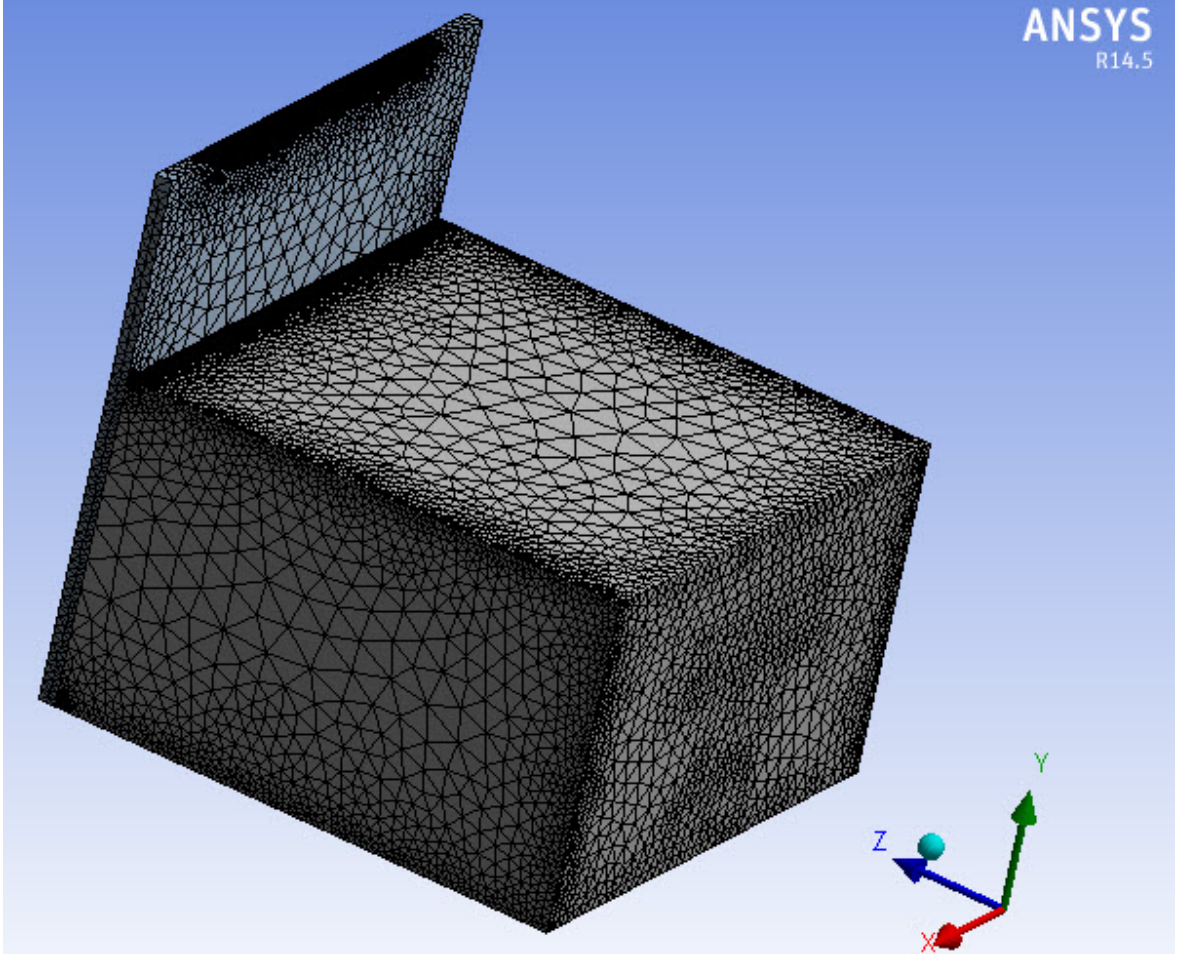
Katı modeli oluşturulan sistemin, ağ yapısını en uygun düzeyde oluşturabilmek için ANSYS Workbench 3 farklı mesh metodu sunmaktadır. Bunlar tüm katı modelin ağ yapısının oluşturulması (Body Meshing), katı modeldeki her bir yüzey için ayrı ayrı ağ yapısı oluşturulması (Face meshing) ve kenar metot (Edge Method) olan katı model içerisindeki tüm kenarların ayrı ayrı seçilerek ağ yapısı oluşturulması yöntemleridir. Sayısal çalışmalarda kritik noktadaki ağ yapısının düzgün ve çok sayıda olması sonuçların doğruluğu için önemlidir. Bu yüzden çalışmada kenar metodu kullanarak her bir ayrıntı durumuna göre ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 5.16 ağ yapısı hazırlığını ve Şekil 5.17.a ve Şekil 5.17.b oluşturulan ağ yapılarını göstermektedir.

Tablo 5.12. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum değerler (Hava kanalı = 2.54 cm)

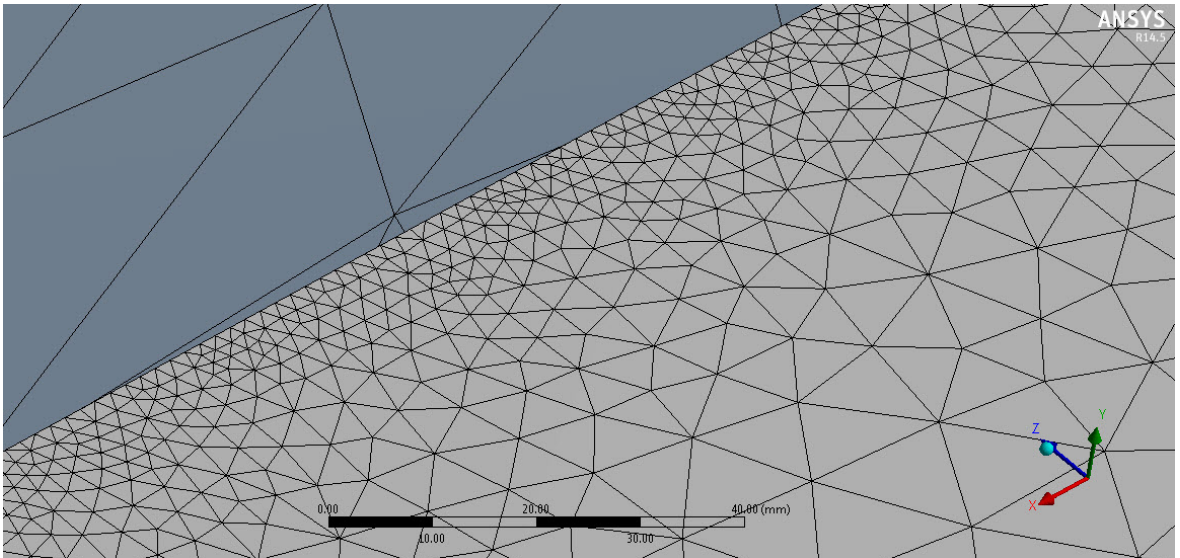
Toplam düğüm sayısı	77581
Toplam eleman sayısı	387341



Şekil 5.16. Kenar methodu kullanılarak ağ yapısının oluşturulması (Hava kanalı = 2.54 cm)



Şekil 5.17.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 2.54 cm)



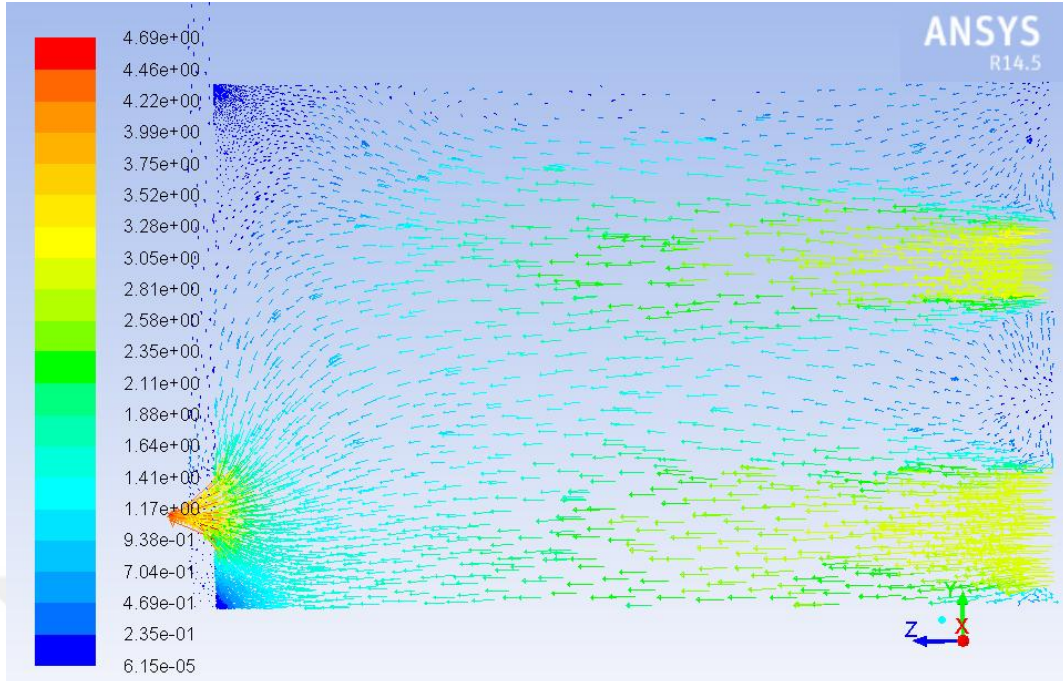
Şekil 5.17.b. Güneş bacasının binayla üst bağlantı noktası için ağ yapısı (Hava kanalı = 2.54 cm)

Bu aşamadan sonra model ANSYS Fluent programına aktarılır ve burada ağ yapısının kalitesi ve kontrolü yapılır. Oluşturulan ağ yapısına ait herhangi bir hata tespit edilmediği takdirde model ve çözümlemesi yapılacak ortama ait malzeme özellikleri, başlangıç ve sınır koşulları belirlenir. Çözümleme için enerji denklemlerinin aktif konumda olması gerekir. Ayrıca Güneş ışınları kullanılacağı için, ANSYS Fluent programında Solar Load Model – Solar Calculator model üzerinden elde edilen verilerin çözümlemeye dahil edilmesi gerekmektedir. Tablo 5.13 Solar Load Model tarafından hesaplanan verileri göstermektedir.

Tablo 5.13. Solar Load Model verileri (Hava kanalı = 2.54 cm)

Güneş yönü vektörü	X: -0.357914, Y: 0.906331 Z:0.224637
Günlüğü oranı	1
Yeryüzüne direkt olarak gelen Güneş Işınımı [W/m ²]:	867.755
Yayılmış olarak gelen Güneş ışınımı – düşey yüzey : [W/m ²]	91.9249
Yayılmış olarak gelen Güneş ışınımı – yatay yüzey [W/m ²]	116.279
Yeryüzünden yansıyan Güneş ışınımı – düşey yüzey [W/m ²]	90.2753

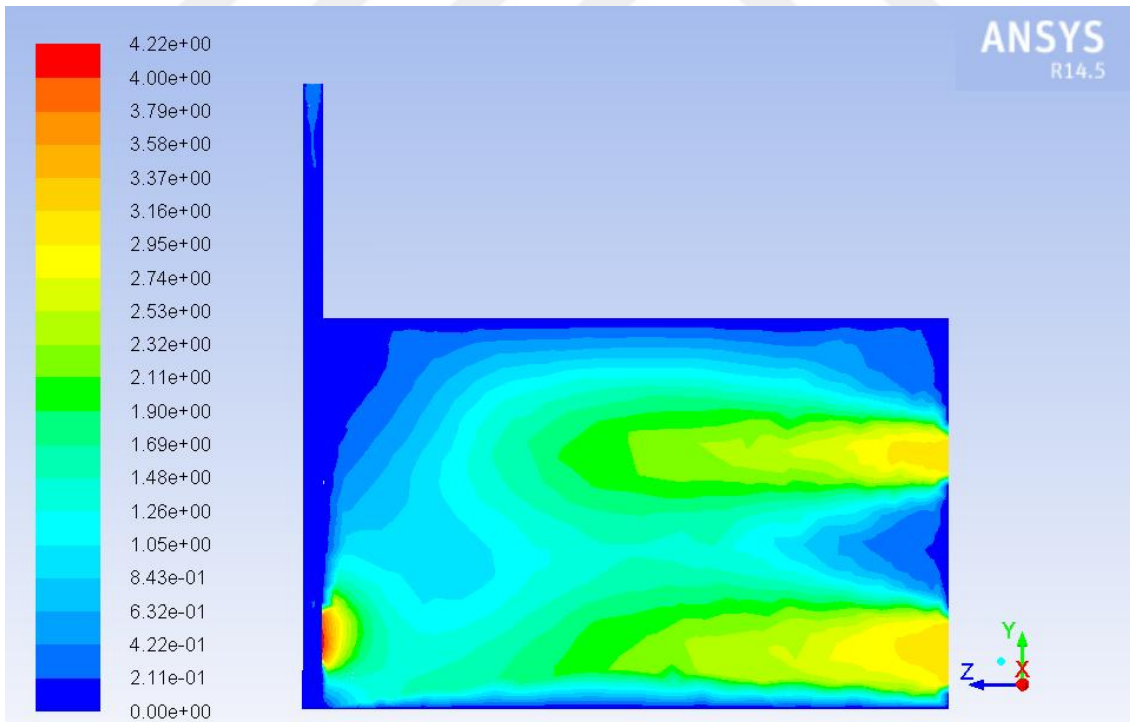
Elemanlara ayırma işlemleri tamamlanan, başlangıç, sınır koşulları ve malzeme özellikleri belirlenen model çözüm yapılmak üzere Fluent Solution bölümüne aktarılır. Çözüm işlemi için iterasyon sayısı 3000 olarak belirlenmiş ve çözümleme 810. iterasyonda yakınsamıştır. Şekil 5.18 yakınsama eğrilerini göstermektedir.



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Dec 05, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, rngke)

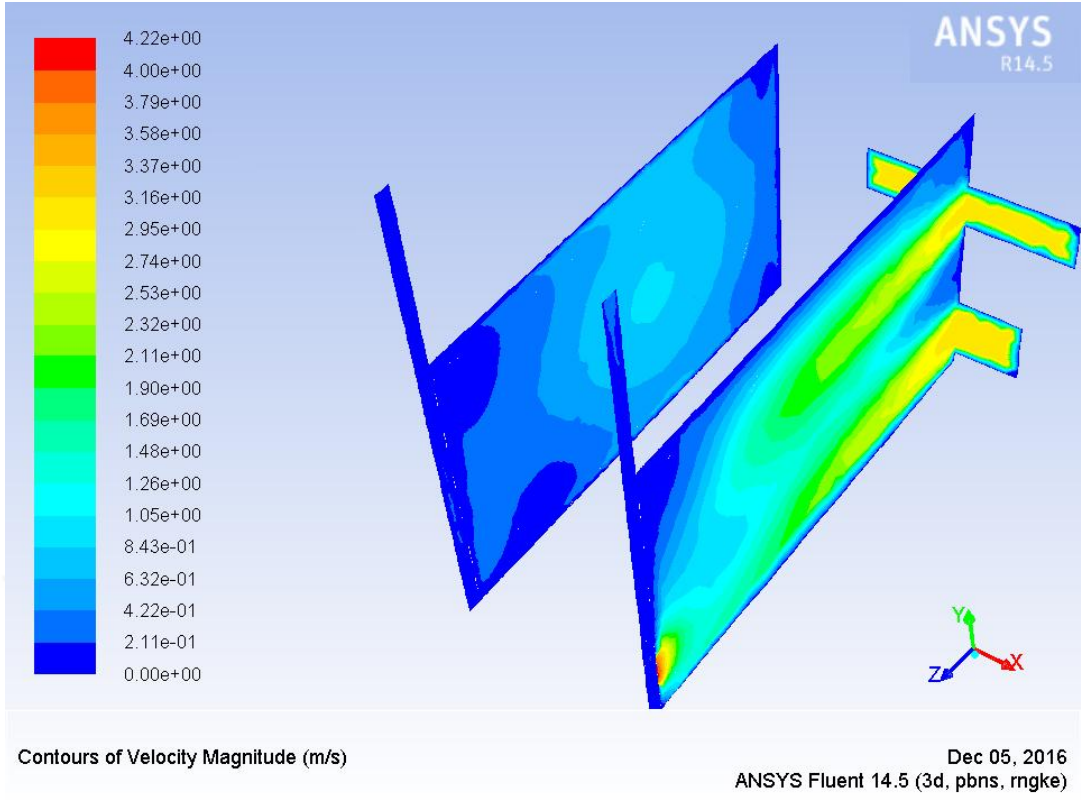
Şekil 5.19. Bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 2.54 cm)



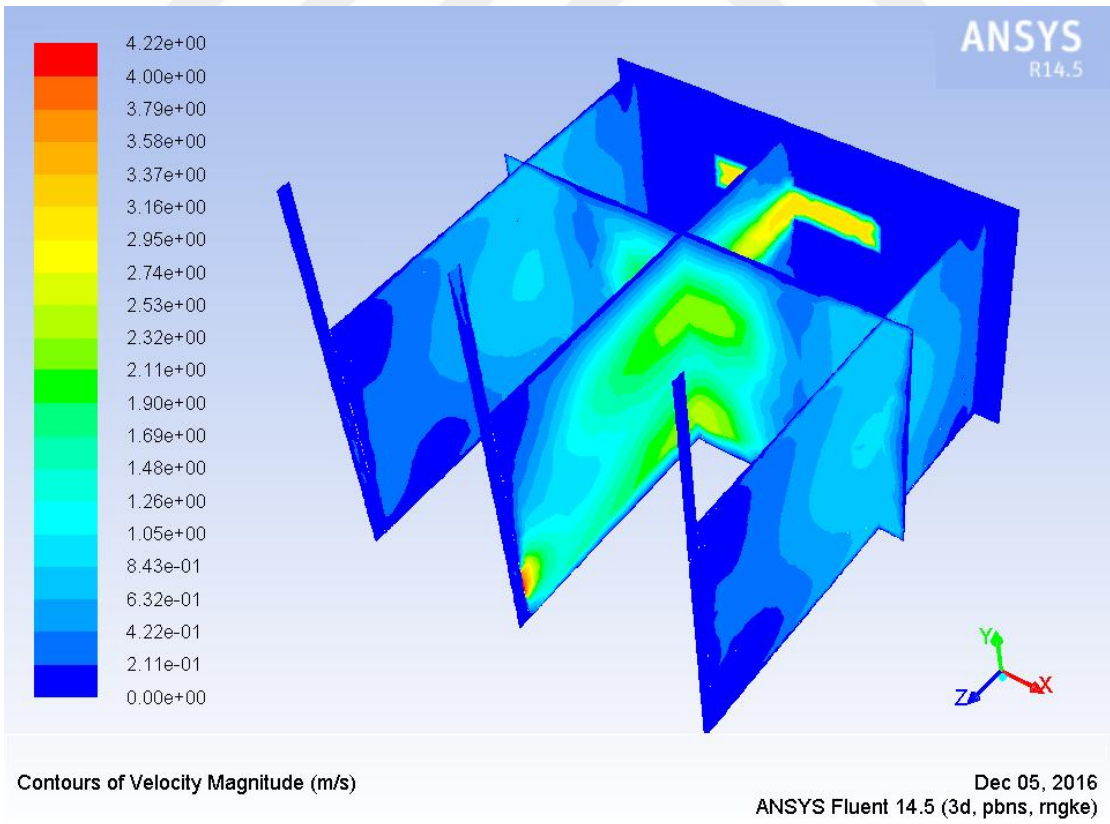
Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Dec 05, 2016
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, rngke)

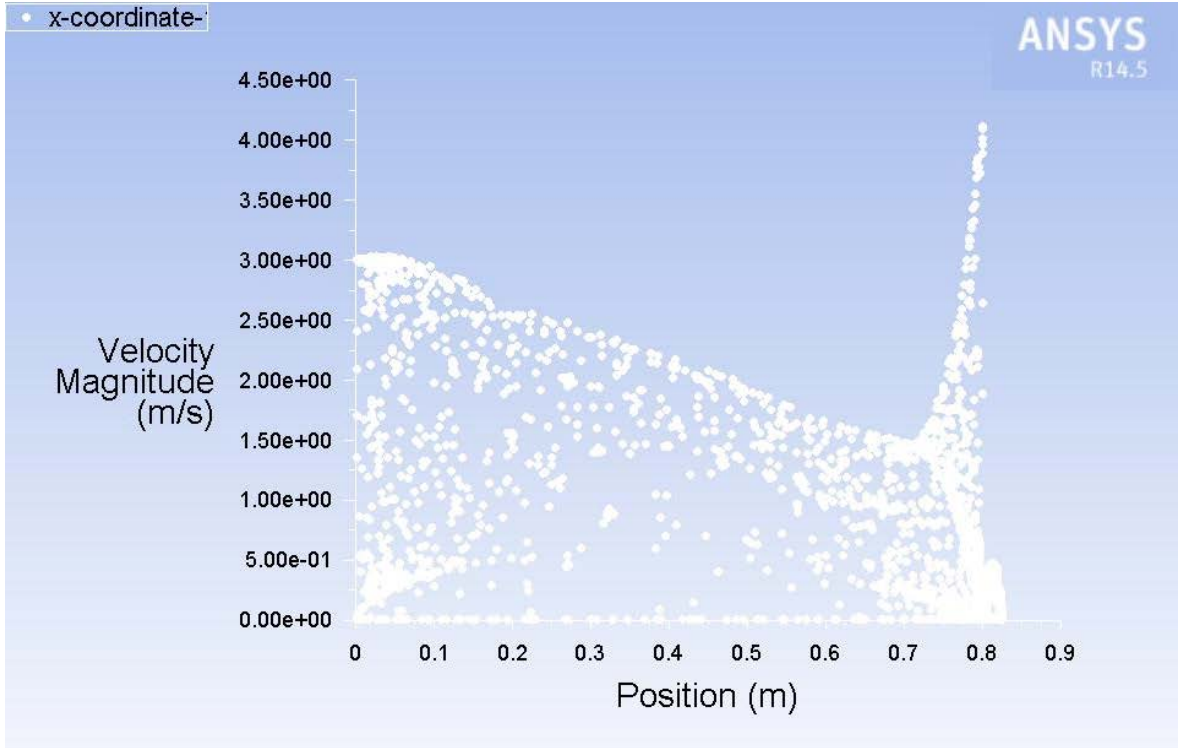
Şekil 5.20.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)



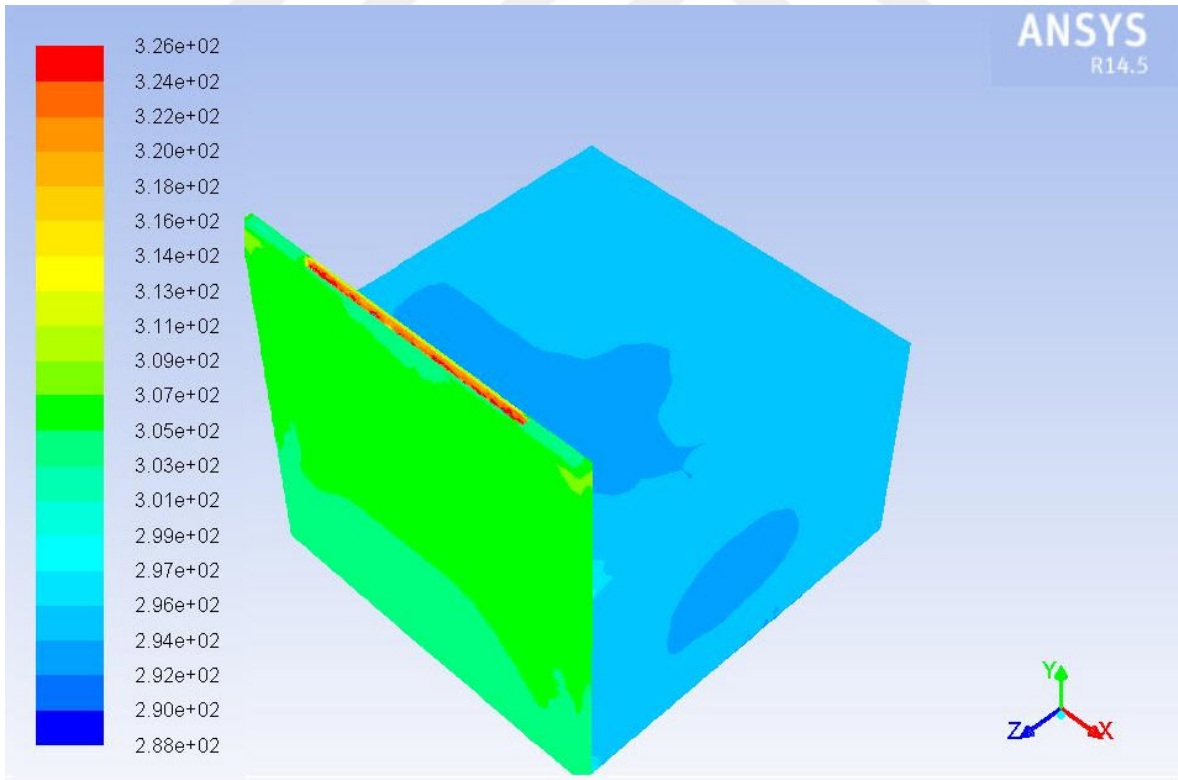
Şekil 5.20.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)



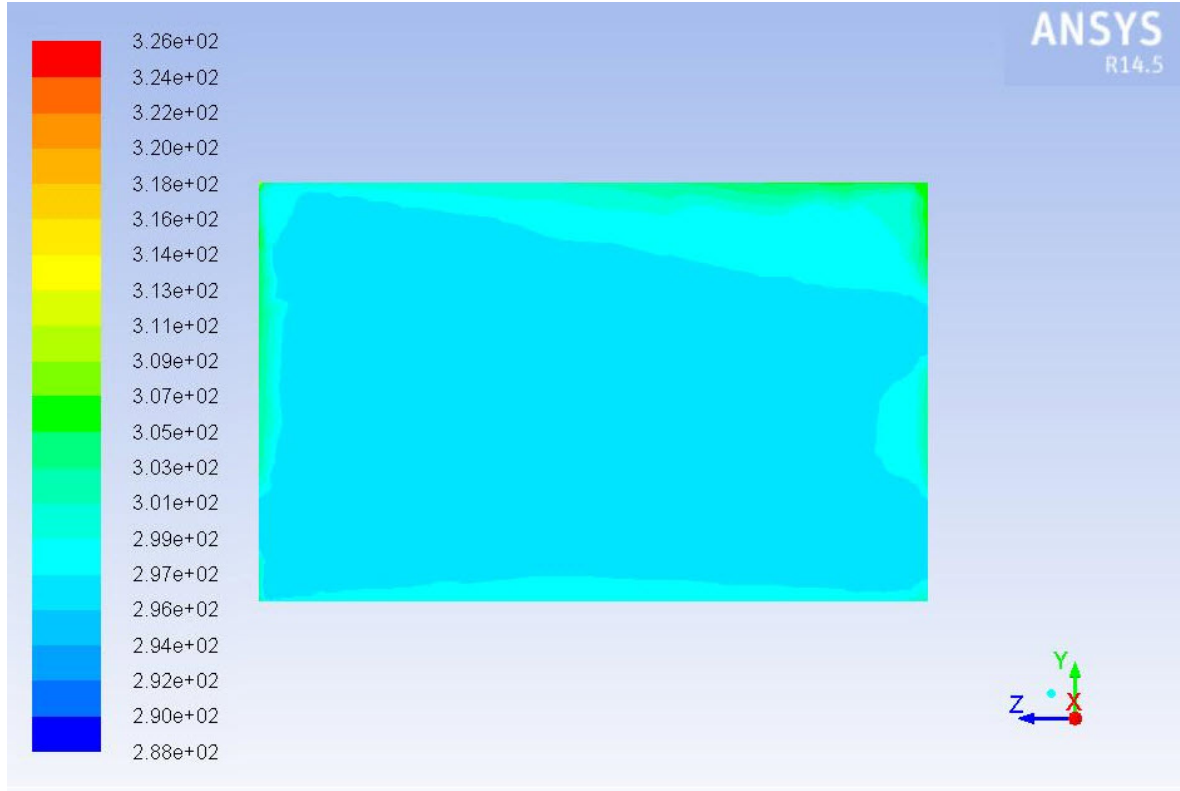
Şekil 5.20.c. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)



Şekil 5.21. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı



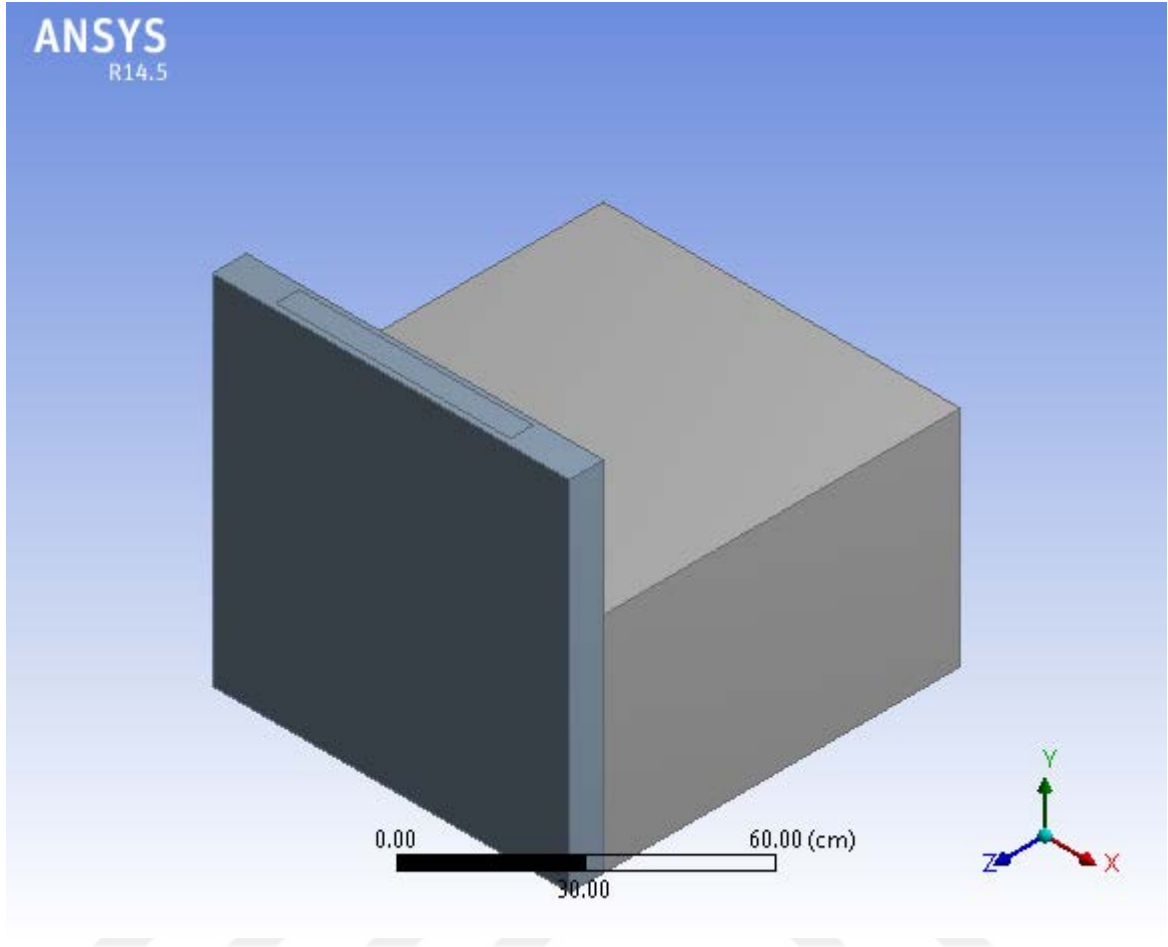
Şekil 5.22. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)



Şekil 5.23. Bina içerisindeki sıcaklık değişimi (Hava kanalı = 2.54 cm)

5.2.1.3. Hava Kanalı = 7.62 cm için Sonuçlar

Bu bölümde hava kanalı derinliği 7.62 cm olarak alınmış ve bu doğrultuda sistemin katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model için optimum düğüm sayısı ANSYS Workbench mesh metodu ile belirlenmiştir. Bu şekilde çözümlemeye hazır hale getirilen modelin, malzeme özellikleri, başlangıç ve sınır şartları girilerek çözümü gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.24 incelenen katı modeli göstermektedir.

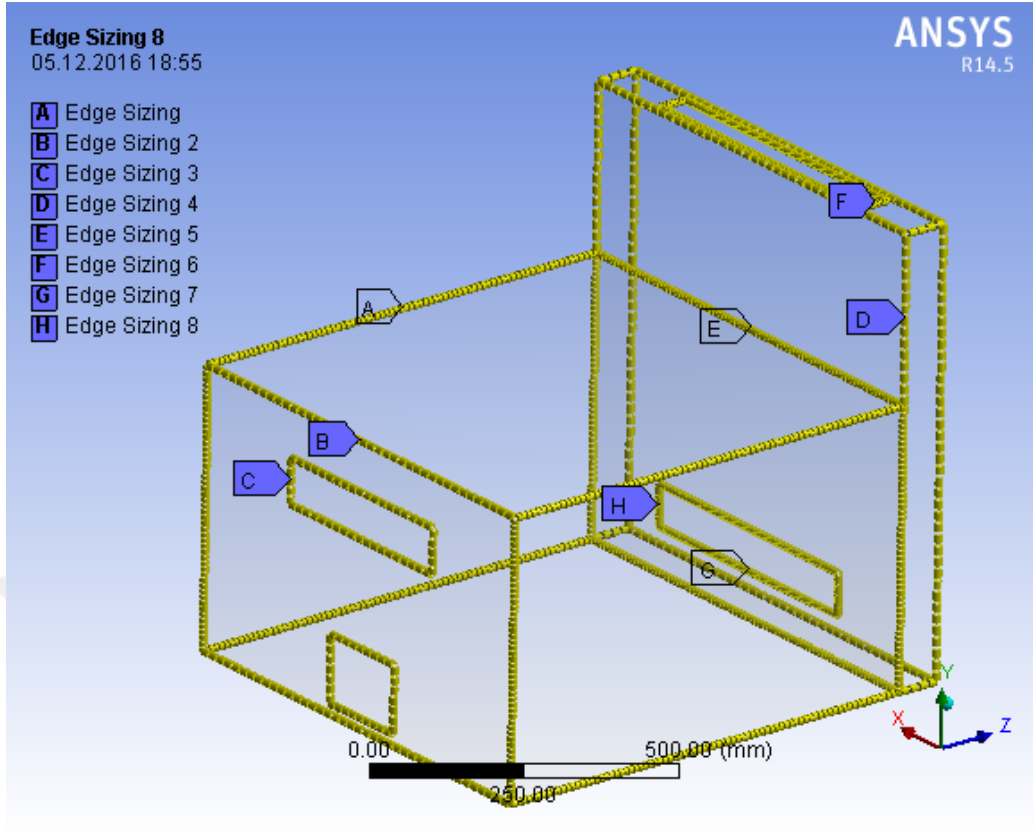


Şekil 5.24. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 7.62 cm)

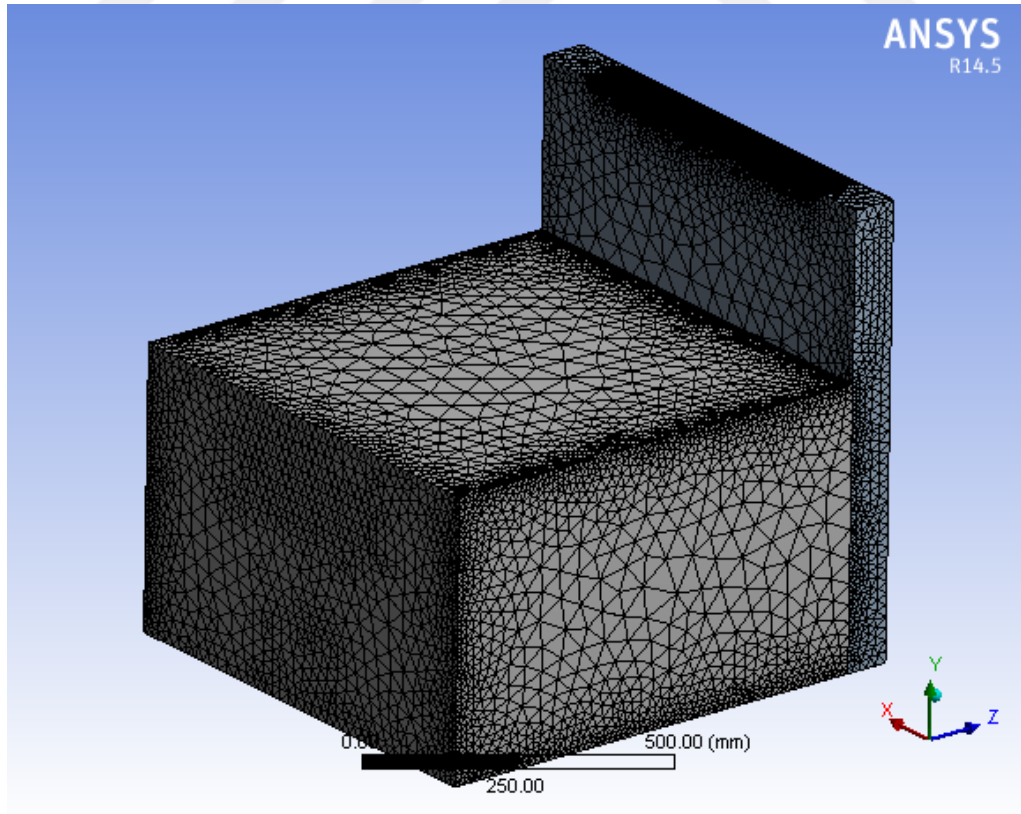
Katı modeli oluşturulduktan sonra ANSYS Workbench kenar metodu kullanılarak optimum ağ yapısı oluşturulmuştur. Tablo 5.14 oluşturulan optimum ağ değerlerini göstermektedir. Şekil 5.25 ağ yapısı hazırlığını ve Şekil 5.26.a ve Şekil 5.26.b oluşturulan ağ yapılarını göstermektedir.

Tablo 5.14. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri (Hava kanalı = 7.62 cm)

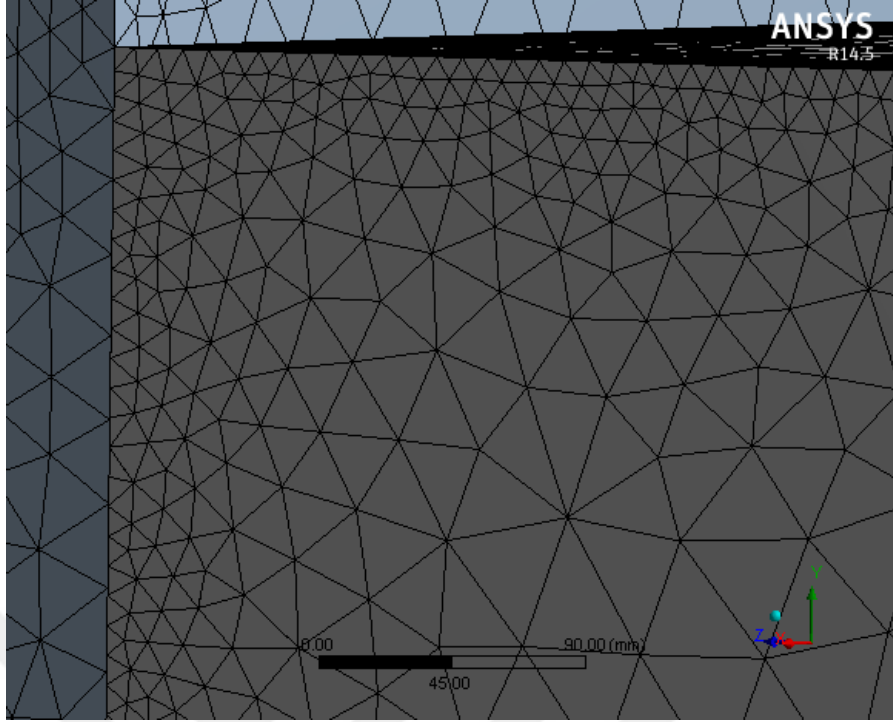
Toplam düğüm sayısı	98721
Toplam eleman sayısı	516047



Şekil 5.25. Kenar metodu kullanılarak ağ yapısının oluşturulması (Hava kanalı = 7.62 cm)

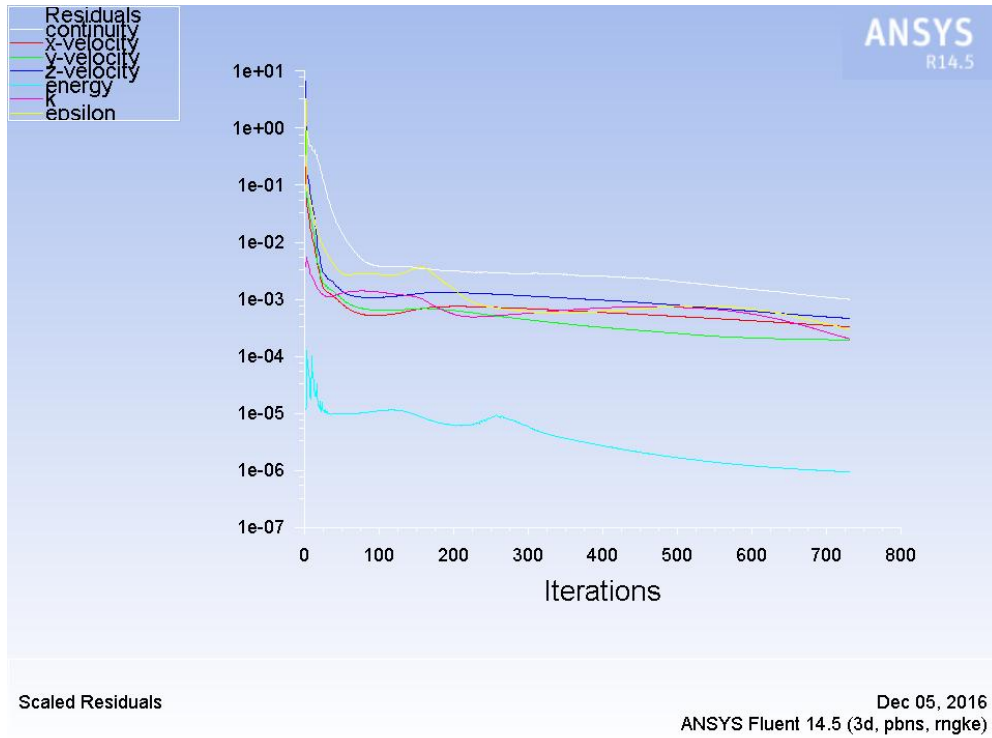


Şekil 5.26.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 7.62 cm)



Şekil 5.26.b. Güneş bacasının binayla sol yan bağlantı noktası için ağ yapısı (Hava kanalı = 7.62 cm)

ANSYS Fluent programına aktarılan ağ yapısı tamamlanmış model için gerekli veriler girilmiş ve çözüm için iterasyon sayısı 3000 olarak belirlenmiştir. Sayısal çalışma çözüme 731. iterasyonda yakınsamıştır. Şekil 5.27 yakınsama eğrilerini göstermektedir.

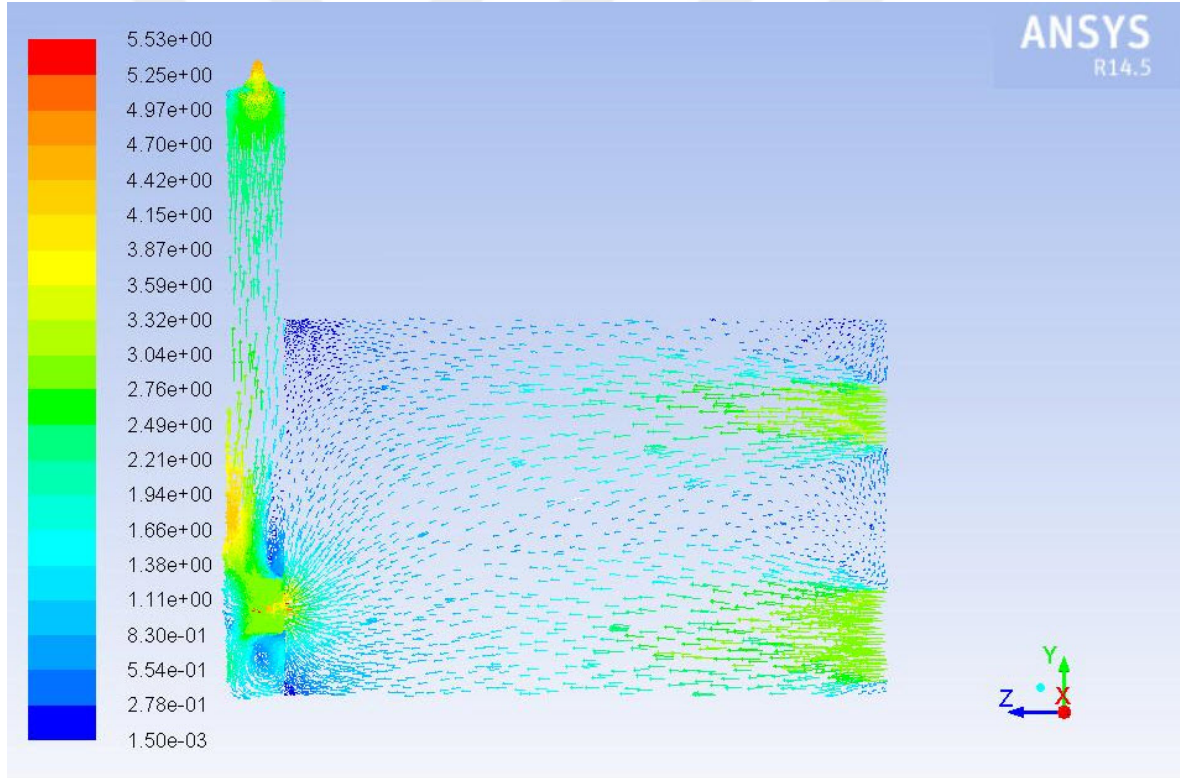


Şekil 5.27. Çözüm için yakınsama eğrileri (Hava kanalı = 7.62 cm)

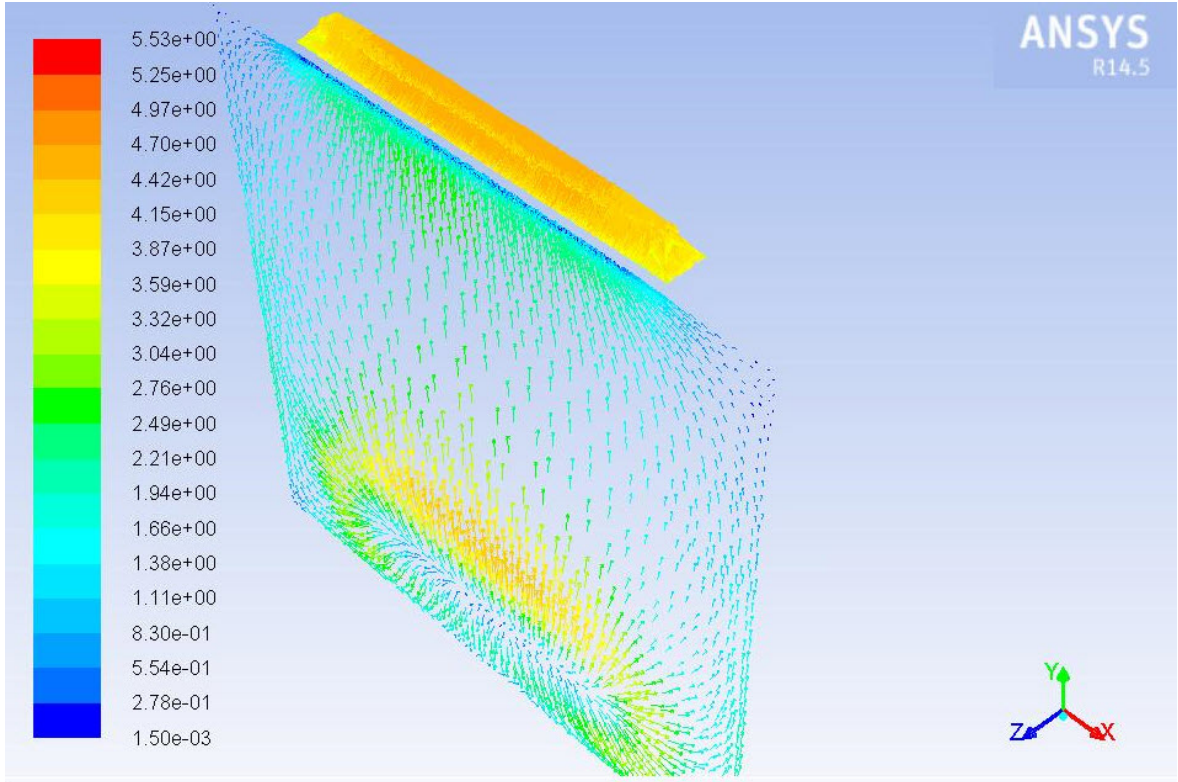
5.2.1.3.1 Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

Şekil 5.28.a ve Şekil 5.32 arasındaki şekiller, çözümlemesi yapılan modeldeki hava akışı için ortalama hız ve sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Bina içerisine iki farklı açıklıktan gelen hava bina içerisinde hava akımları ile baca çıkışına doğru hareket etmektedir. Havanın baca girişinden geçerek yukarı yönlü hareketini verimli bir şekilde gerçekleştirildiği görülmektedir. Baca çıkışında hava hızı maksimuma ulaşmaktadır.

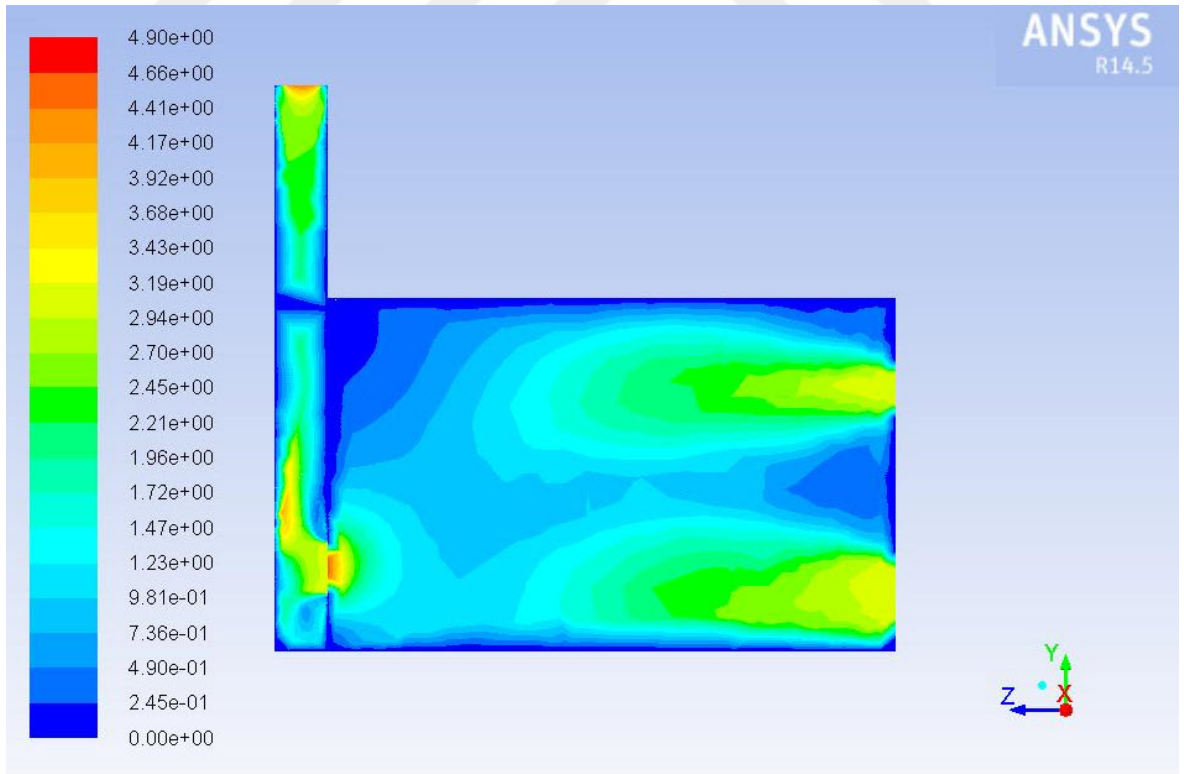
Bu tasarımda, doğal havalandırma için hava akışı performansının yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu sayede ısınan hava bina içerisine hapsolmayıp, baca etkisiyle gerçekleşen basınç farklarından dolayı Güneş bacası üst açıklığından atılmaktadır. Sistem içerisinde maksimum sıcaklık yine Güneş bacası üst açıklığında gözlemlenmiştir.



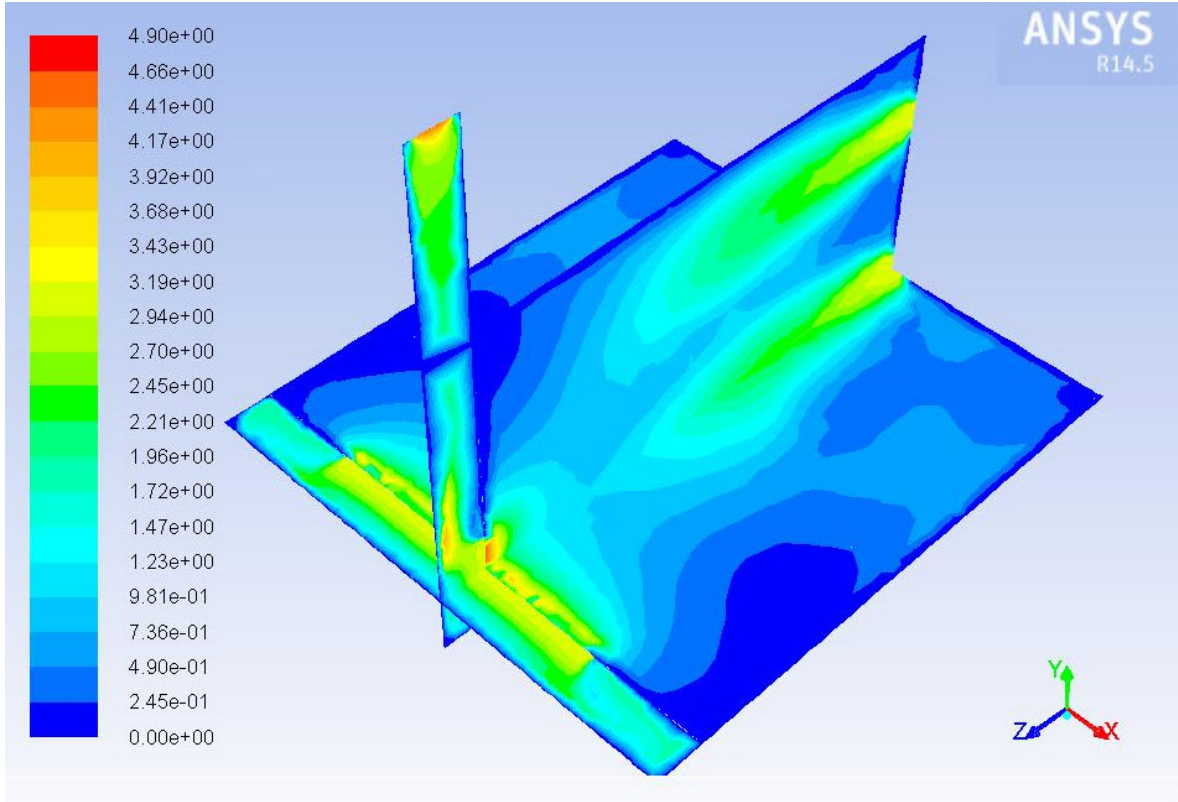
Şekil 5.28.a. Bina ve baca içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 7.62 cm)



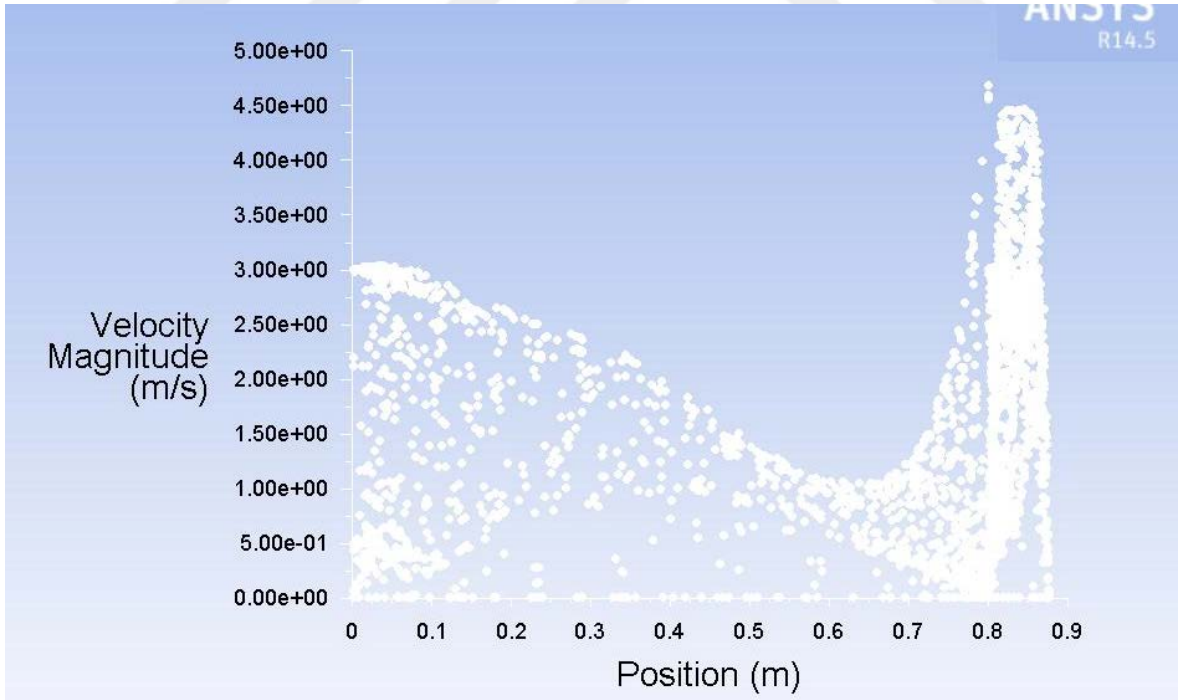
Şekil 5.28.b. Güneş bacası boyunca hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 7.62 cm)



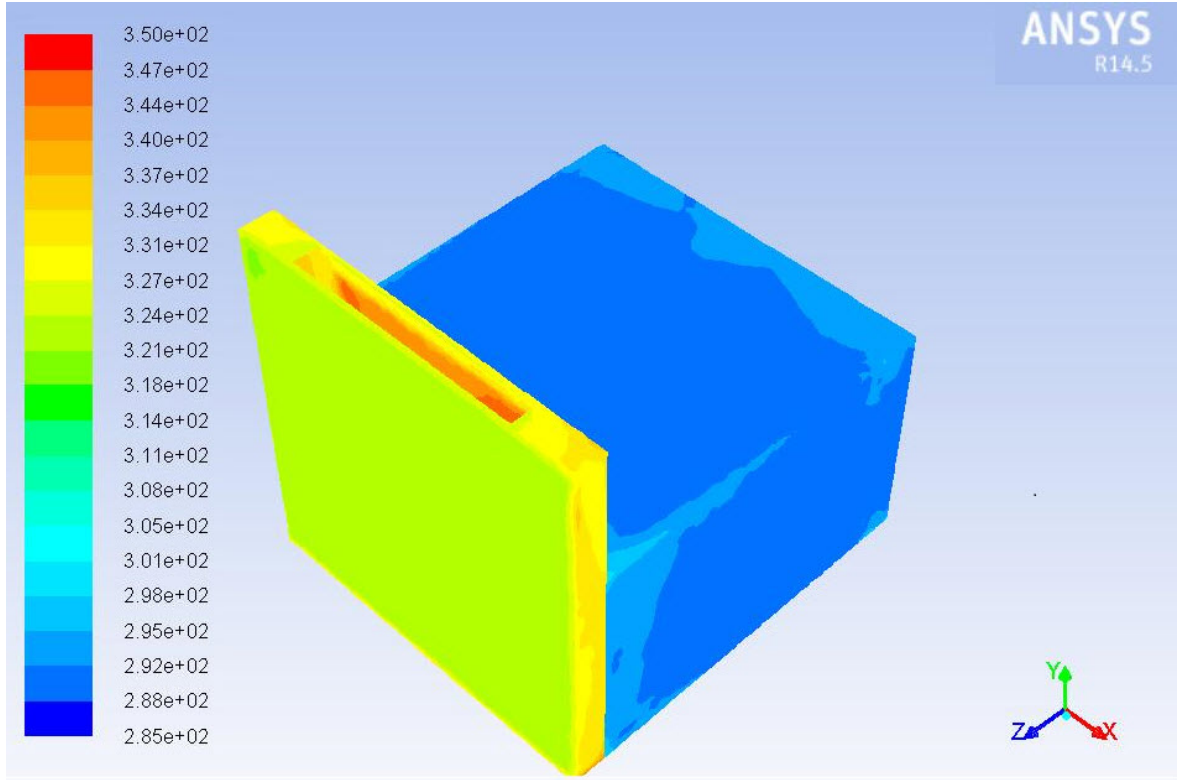
Şekil 5.29.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)



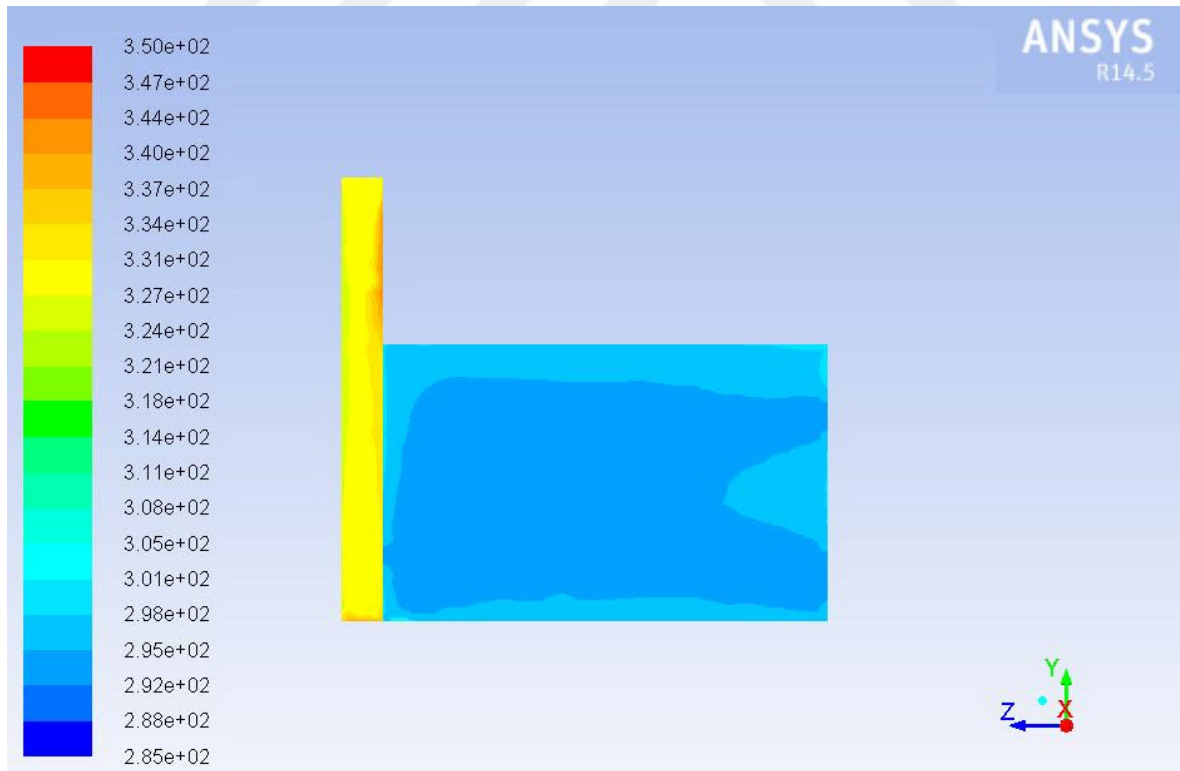
Şekil 5.29.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)



Şekil 5.30. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı



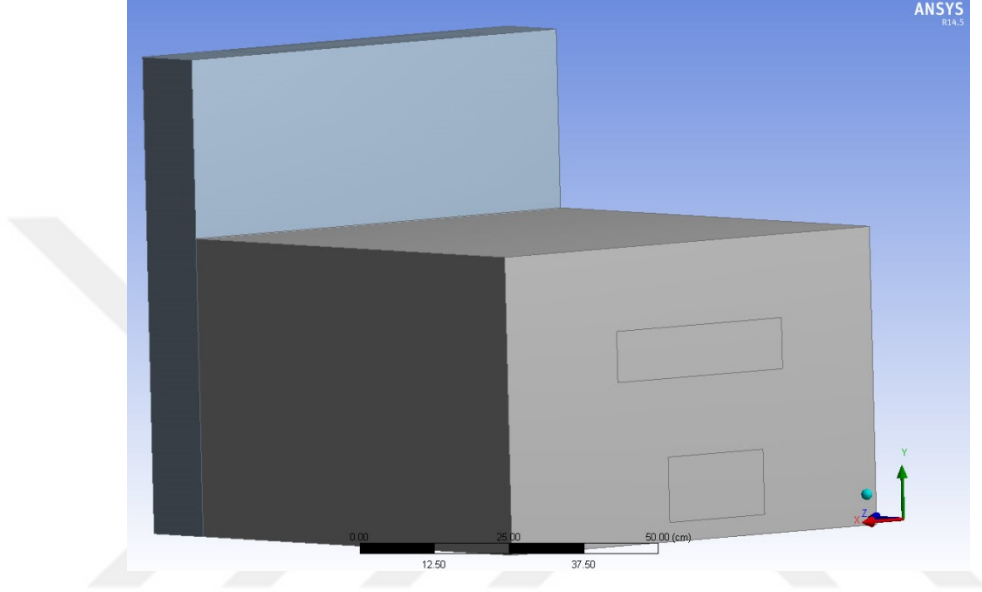
Şekil 5.31. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)



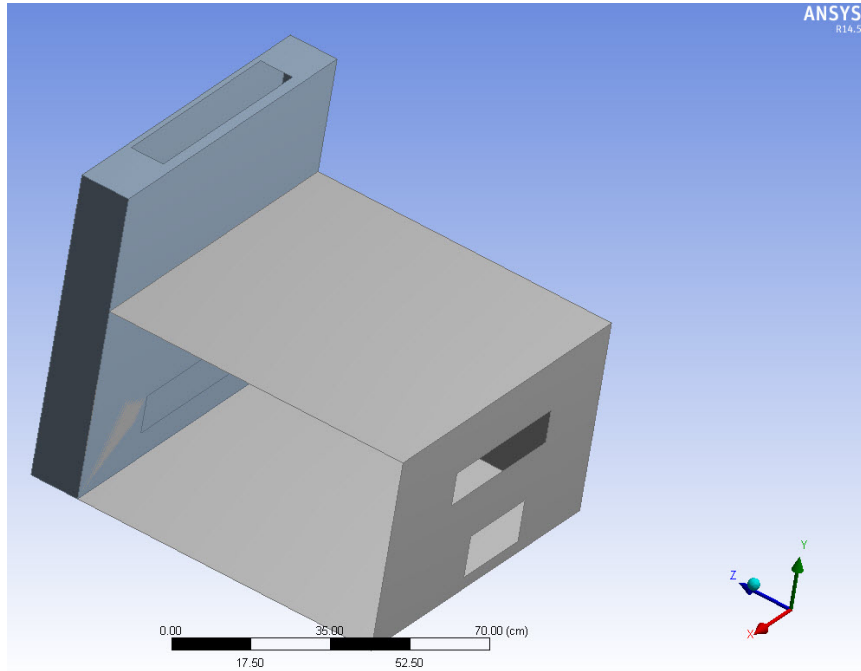
Şekil 5.32. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 7.62 cm)

5.2.1.4. Hava Kanalı = 12.7 cm için Sonuçlar

Hava kanalı derinliğinin 12.7 cm olduğu durum için katı modeli oluşturulmuş ve düğüm sayısı tespit edilmiştir (Tablo 5.15). Daha sonrasında ise gerekli malzeme özellikleri, başlangıç ve sınır şartları girilerek sayısal çözümleme gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.33.a ve Şekil 5.33.b incelenen katı modeli göstermektedir.



Şekil 5.33.a. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 12.7 cm)

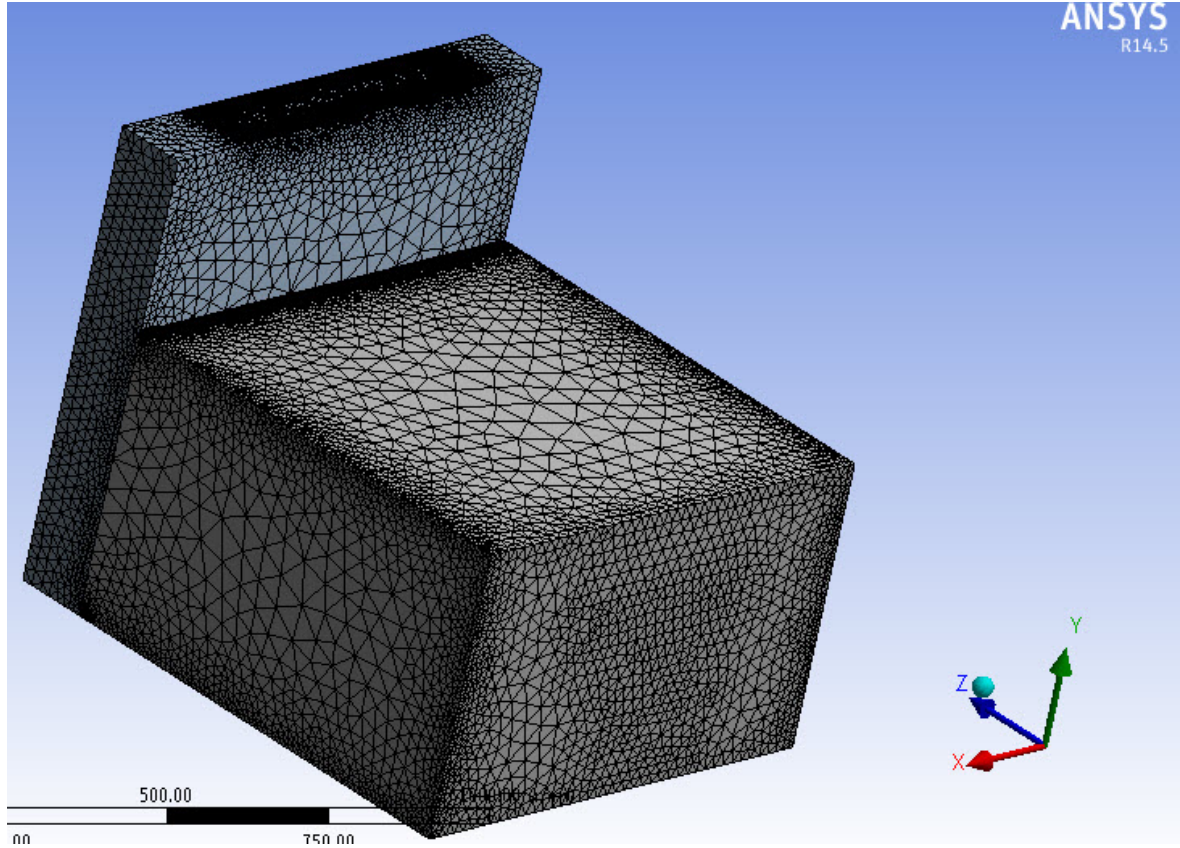


Şekil 5.33.b. Güneş bacası sisteminin modellenmesi (Hava kanalı = 12.7 cm)

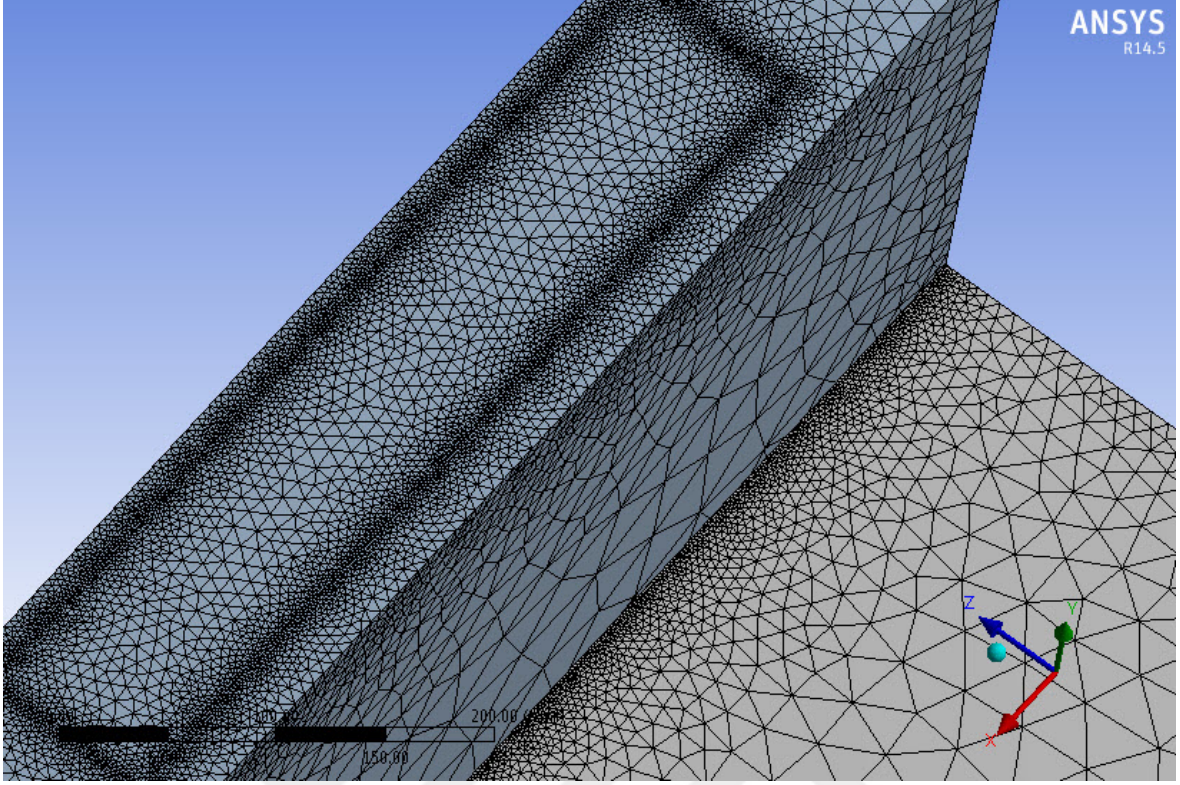
Tablo 5.15. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri (Hava kanalı = 12.7 cm)

Toplam düğüm sayısı	138703
Toplam eleman sayısı	725945

Şekil 5.34.a ve Şekil 5.34.b’de modellemesi yapılan Güneş bacası sistemi için ağ yapıları görülmektedir.



Şekil 5.34.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı (Hava kanalı = 12.7 cm)



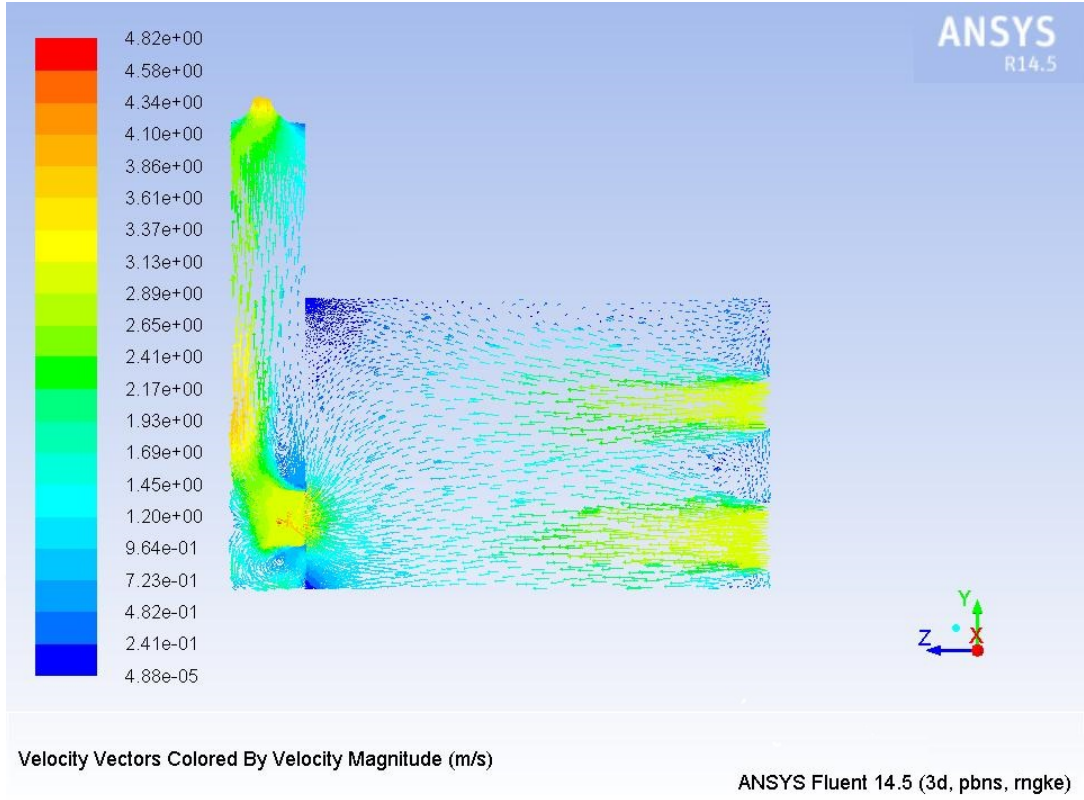
Şekil 5.34.b. Güneş bacası hava çıkış bölümü için ağ yapısı (Hava kanalı = 12.7 cm)

5.2.1.4.1 Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

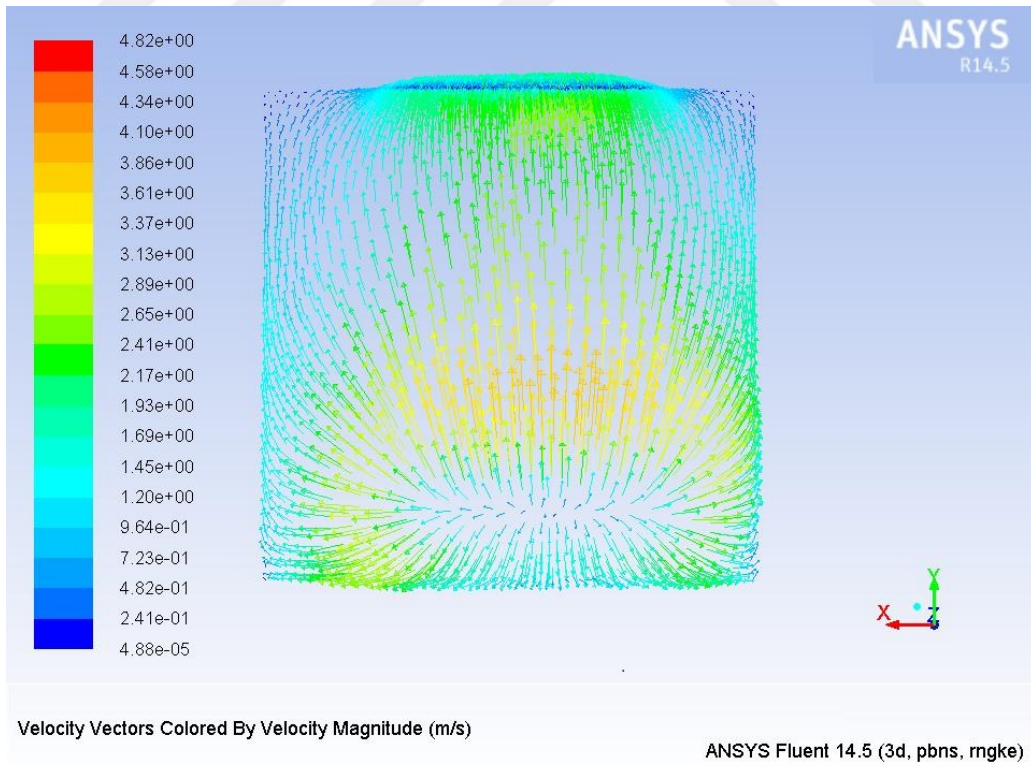
Ağ yapısı tamamlanmış katı model ANSYS Fluent programına aktarılmış ve çözüm için gerekli veriler program üzerinde belirlenmiştir. Sayısal çözümleme için iterasyon sayısı 3000 olarak belirlenmiştir. Sayısal çalışma çözüme 628. iterasyonda yakınsamıştır.

Şekil 5.35 ve Şekil 5.39.b arasındaki şekiller, çözümleme sonuçlarına göre hava akışı için ortalama hız ve sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Bina içerisine gelen hava iç ortamda çok fazla türbülans oluşturmada baca alt çıkışından geçerek baca çıkışına doğru hareket etmektedir. Hava kanalı derinliğinin burada fazla geniş olduğu söylenebilir. Baca içerisindeki hava akımı doğal havalandırma için beklenen düzeyden yüksek olarak tespit edilmiştir.

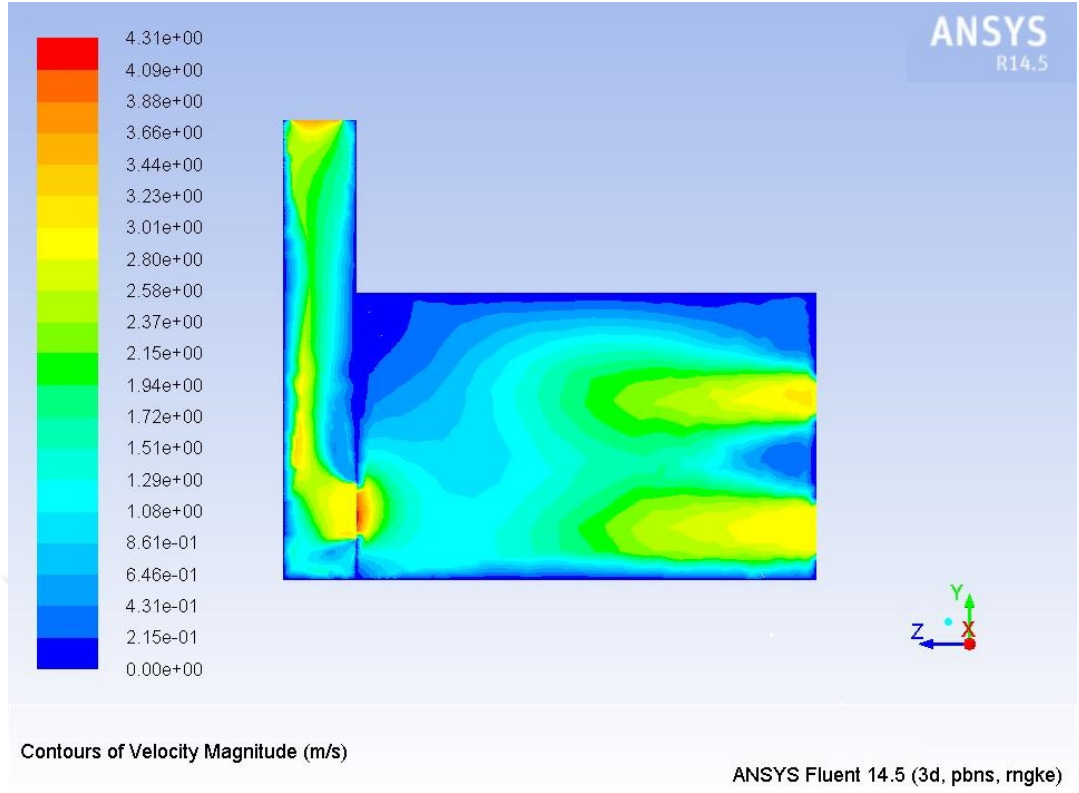
Bina içerisine gelen soğuk hava doğrudan baca alt çıkışına yönelmekte ve Güneş bacasındaki ısının da etkisiyle ısınarak dışarı atılmaktadır. Böylece bina içerisine devamlı temiz hava sağlanmakta iken, iç ortamda çok fazla kalamayan serin hava gerekli soğutmayı sağlayamamaktadır. Hava hızı maksimuma yine baca çıkışında ulaşmaktadır. Sistem içerisinde maksimum sıcaklık yine Güneş bacası üst açıklığında gözlemlenmiştir.



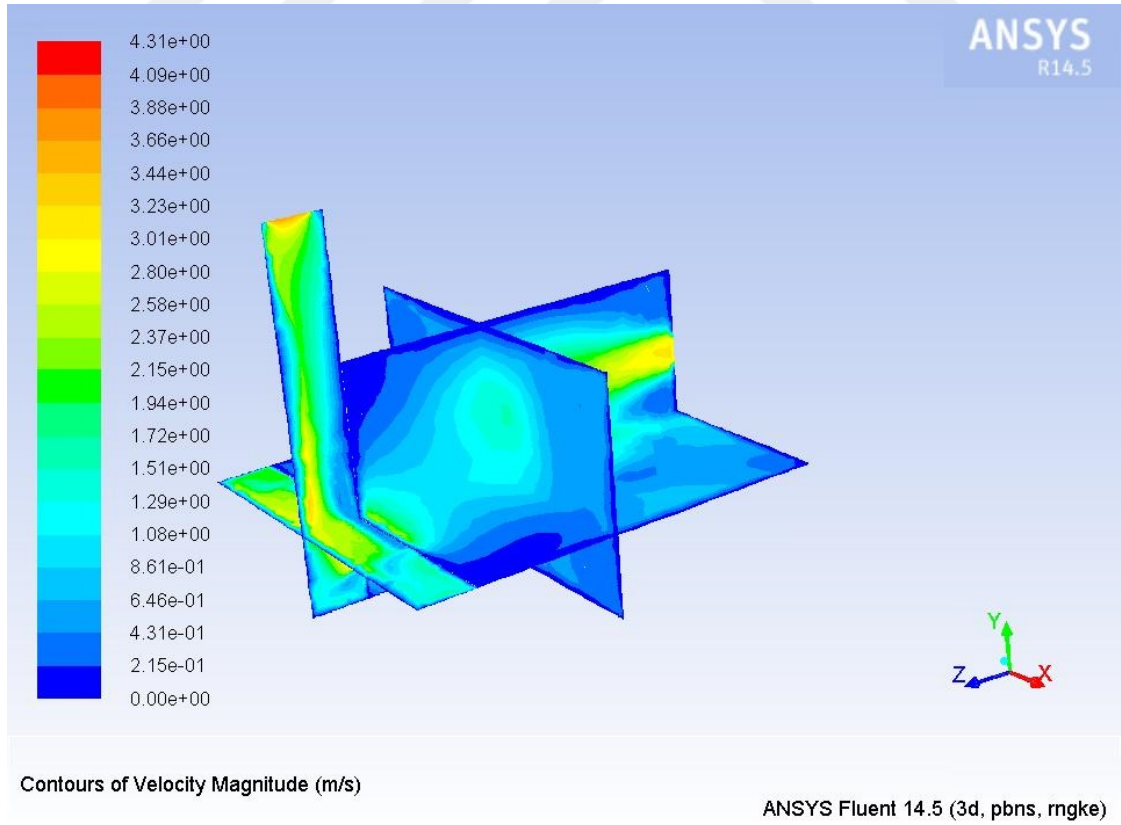
Şekil 5.35. Bina ve baca içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava kanalı = 12.7 cm)



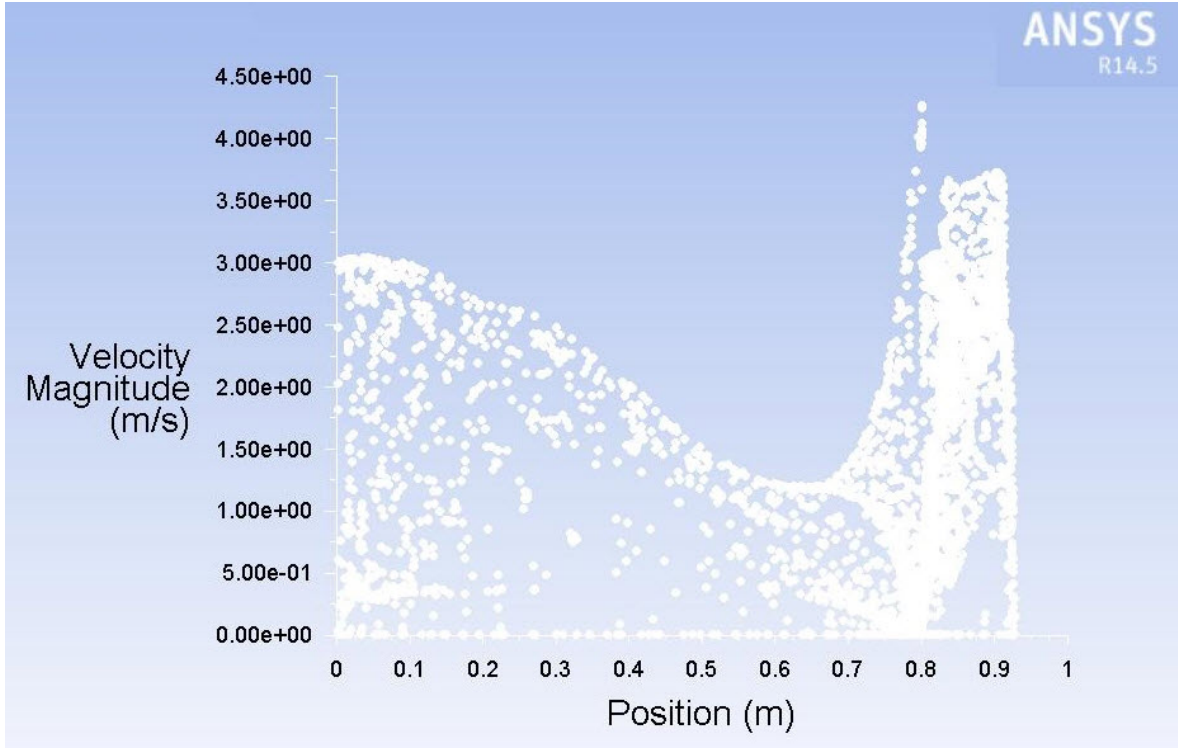
Şekil 5.36. Güneş bacası boyunca hız vektörleri (Hava kanalı = 12.7 cm)



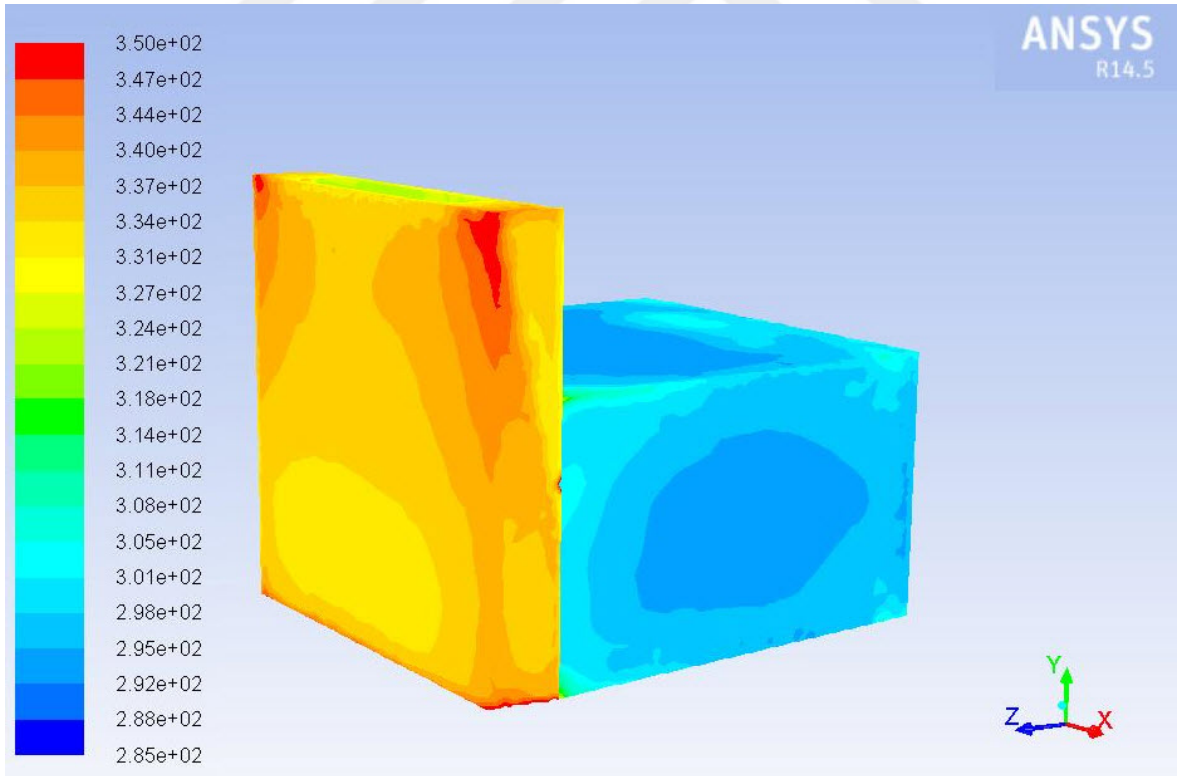
Şekil 5.37.a. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)



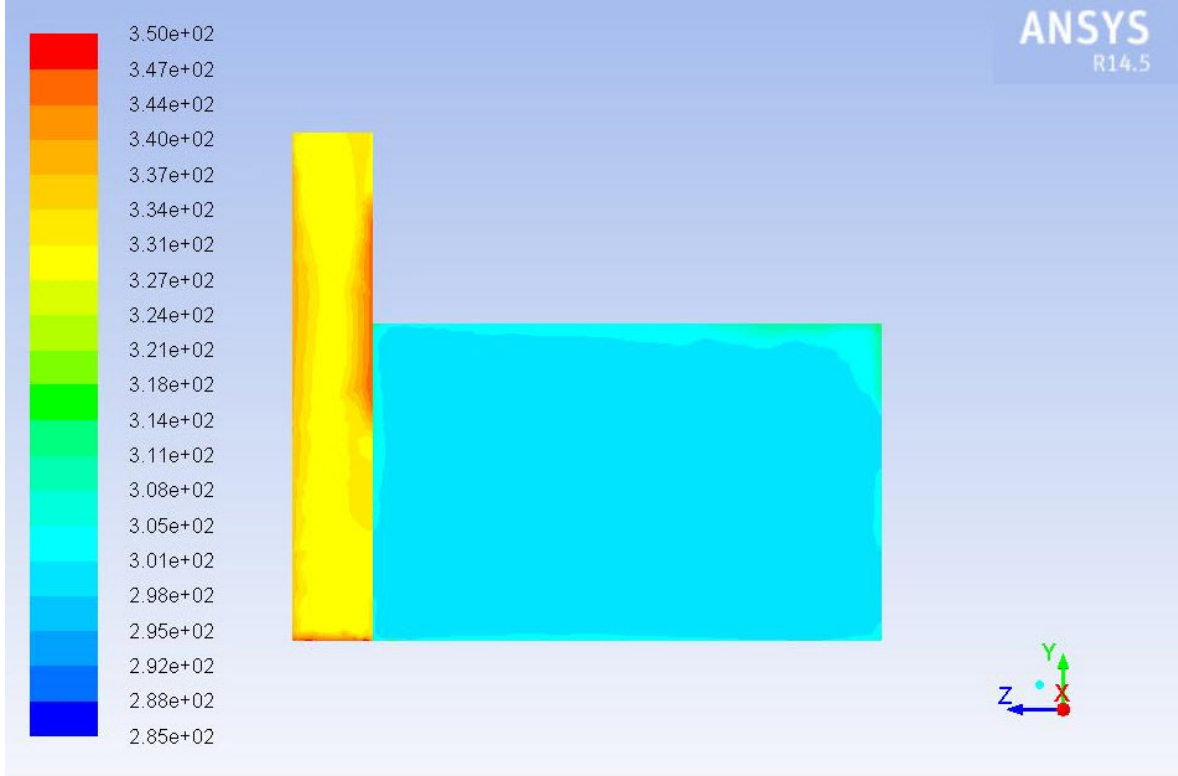
Şekil 5.37.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)



Şekil 5.38. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın hız dağılımı



Şekil 5.39.a. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)



Şekil 5.39.b. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) değişimi (Hava kanalı = 12.7 cm)

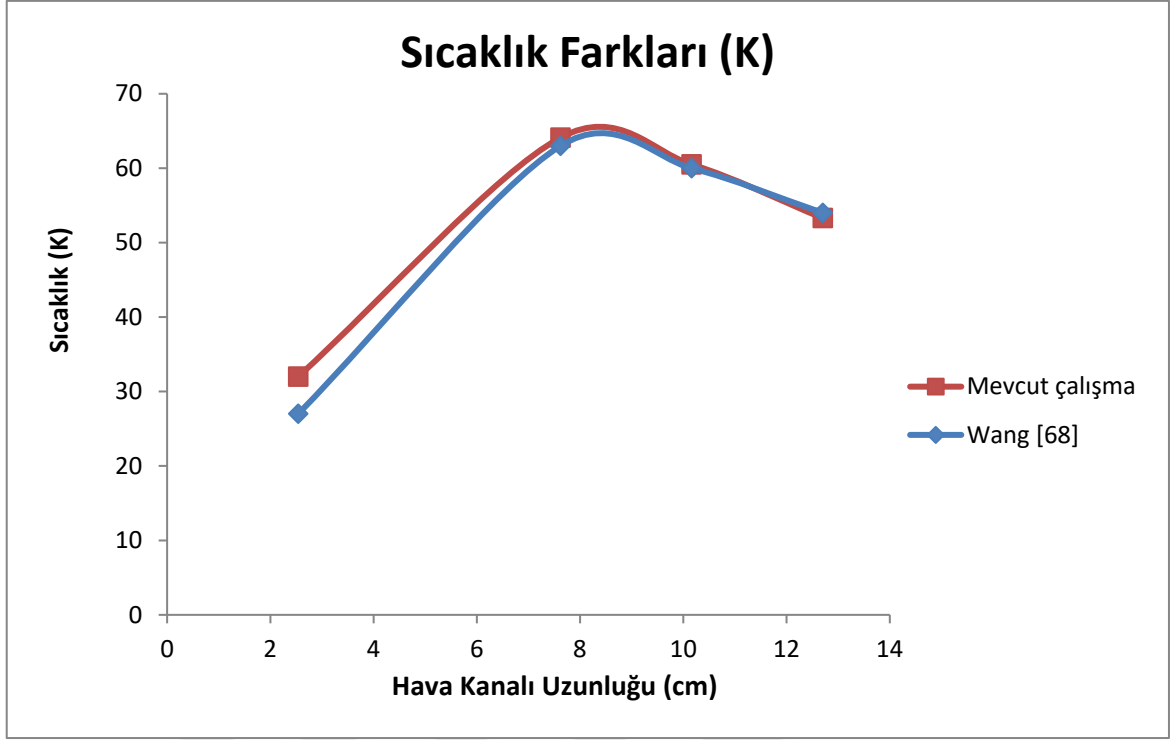
5.2.1.5. Sıcaklık Farklarının Literatürle Karşılaştırılması

Sayısal çözümlemesi yapılan Güneş bacası sistemi için en uygun geometri ve performansı sağlamak amacıyla literatürde bulunan bazı çalışmalar ile doğrulamalar yapılması gerekmektedir.

Uygun dış ortam sıcaklığı ve rüzgar hızı şartlarında Güneş bacası için hava kanalı derinliğinin Güneş bacası performansına ve dolayısıyla doğal havalandırmaya etkisini inceleyen Wang'ın [68] çalışmasıyla doğrulamalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmada doğrulama için kullanılan özellik ve koşullar sayısal çalışma [68] ile aynı alınmıştır.

Mevcut doğrulama sonuçları literatürle karşılaştırılmış ve Wang [68]'nin çalışması ile yaklaşık olarak aynı değerlerin bulunduğu gözlemlenmiştir.

Hava kanalı 7.62 cm olduğunda, Güneş bacası giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkı (ΔT) maksimuma ulaşır ve bu değer yaklaşık 64.1 K olarak tespit edilmiştir. Söz konusu açıklıklar arası sıcaklık farkı hava kanalı derinliğinin 7.62 cm değerinden yüksek olmasıyla azalır. Bu değerden daha düşük hava kanalı aralıklarında ise açıklıklar arası sıcaklık farkının çok fazla azaldığı ve değerinin yaklaşık 32 K olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.40 farklı hava kanalı derinlikleri için sıcaklık farklarının literatürle karşılaştırılmasını göstermektedir.

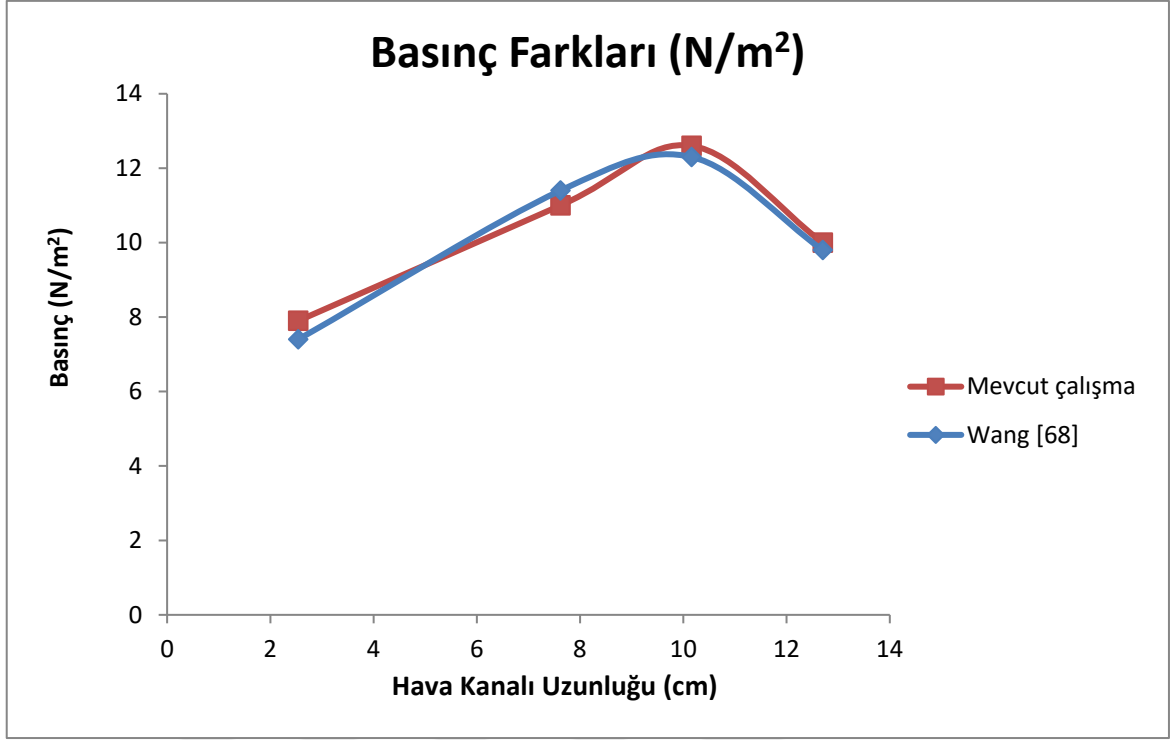


Şekil 5.40. Farklı hava kanalı derinlikleri için sıcaklık farklarının karşılaştırılması

5.2.1.6. Basınç Farklarının Literatürle Karşılaştırılması

Basınç farkı (ΔP) sıcaklık farkı kadar önemli olup, doğal havalandırmanın gerçekleşebilmesi için kaçınılmazdır. Teorik olarak büyük basınç farkı baca etkisinin oluşmasını sağlayarak ortam havalandırması için güçlü bir itici kuvvet sağlar.

Hava kanalı derinliği 10 cm olduğunda, baca üst ve alt açıklığı arasındaki basınç farkı, 12.6 N/m^2 ile en yüksek değere ulaşır. Bu hava kanalı aralığının artması veya azalması durumunda basınç farkı değeri azalır. Minimum basınç farkı hava kanalı derinliğinin 2.54 cm olduğu durumda hesaplanmış olup değeri 7.9 N/m^2 'dir. Şekil 5.41 farklı hava kanalı derinlikleri için basınç farklarının literatürle karşılaştırılmasını göstermektedir.



Şekil 5.41. Farklı hava kanalı derinlikleri için basınç farklarının karşılaştırılması

Mevcut çalışma şartları ve verilerin ışığında farklı parametreler kullanılarak yapılan simülasyon sonuçlarına ve yukarıdaki çözümlemelere göre 2.54 cm - 12.7 cm aralığında, en uygun havalandırma aralığı hava kanalı derinliğinin 7.62 cm – 10 cm aralığında elde edilmiştir. Ayrıca hava kanalı derinliğinin 12.7 cm değerinden daha geniş ve 2.54 cm değerinden daha dar olması durumunda doğal havalandırma makul bir performans sergileyememiştir.

Sistemdeki havanın hız dağılımı dikkate alındığında derinliğin 2.54 cm olduğu durumda hava aralığın alt kısmında nispeten yüksek hızda, ancak Güneş bacası içerisinde ve üst kısımdaki çıkışında düşük bir hızla hareket etmektedir. Baca alt kısmında yoğunlaşan yüksek hava hareketi fazla türbülans etkisi oluşturmakta böylece hava etkili şekilde bacadan yukarıya hareket edememektedir. Diğer yandan derinliğin 12.7 cm olduğu durumlarda ise bina içerisinde yeterli türbülanslı hava akımı oluşamaz ve hava bacadan yukarı doğru çok hızlı bir şekilde çıkış yapar.

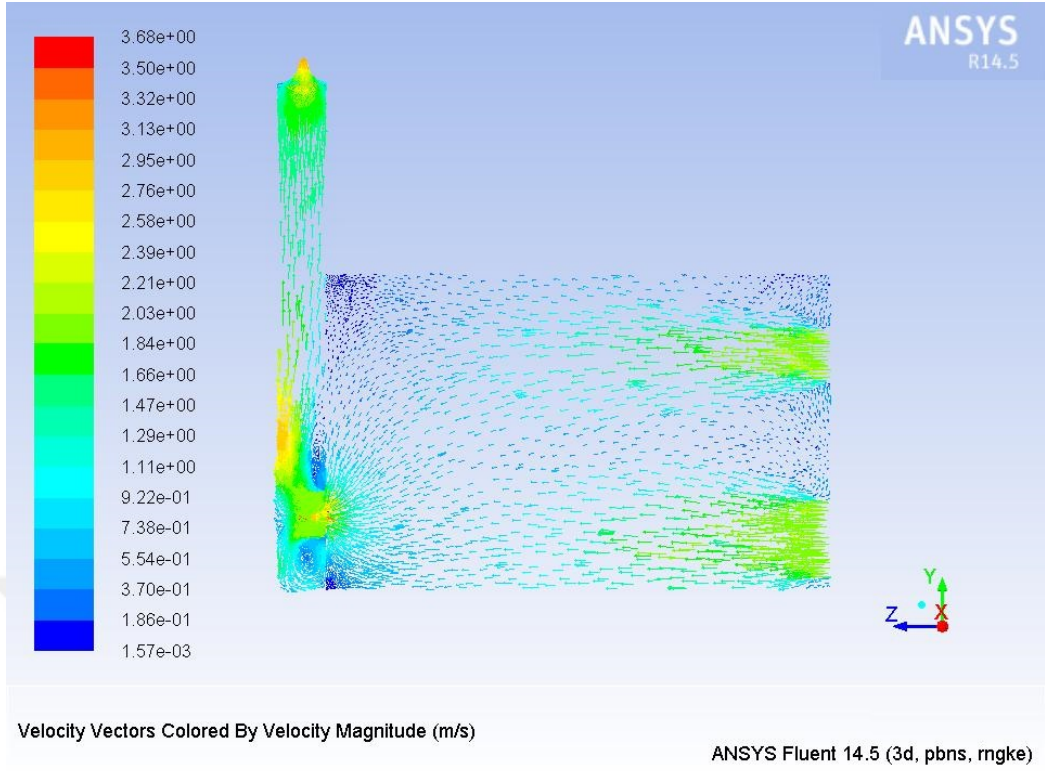
Hava kanalı derinliğinin 7.62 cm doğal havalandırma için optimum akım hızı gerçekleşmiştir. Ayrıca optimum hava debisi değeri hava kanalının 7.62 cm olduğu durumda yaklaşık 0.79 m³/s olarak elde edilmiştir. En düşük hava debisi ise 2.54 cm hava kanalı derinliğinde 0.024 m³/s olarak hesaplanmıştır.

5.2.2. Hava Giriş Hızının Sistem Performansına Etkisi

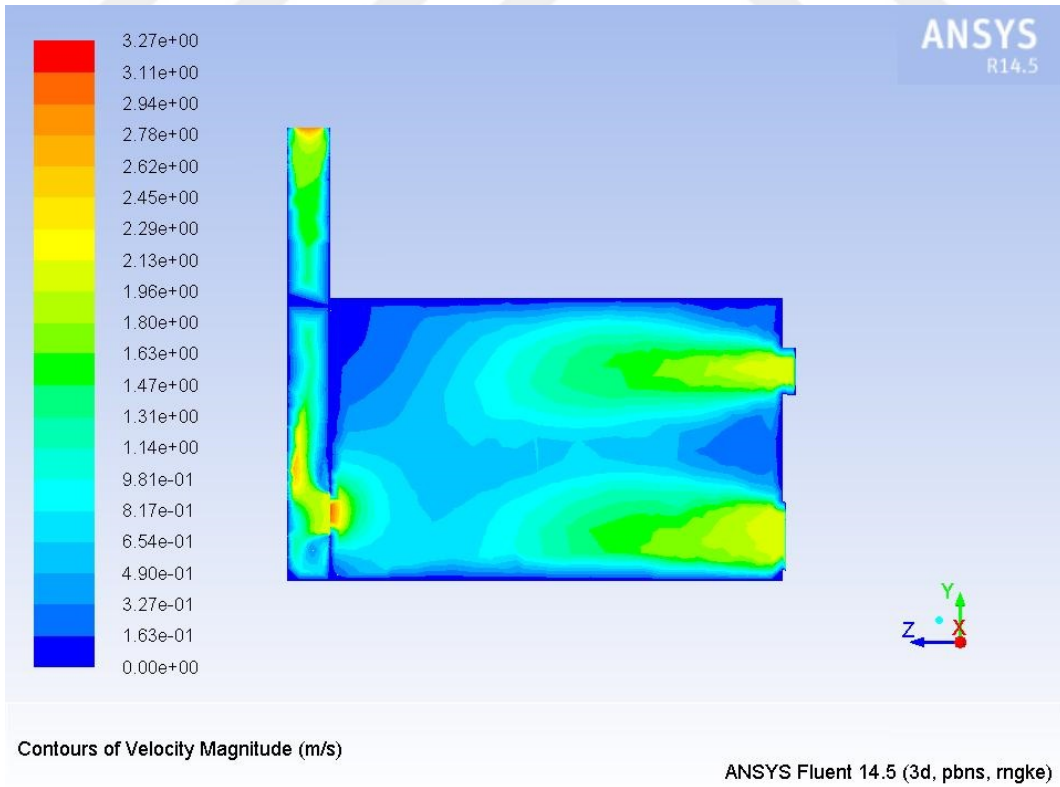
Hava giriş hızı doğal havalandırmanın etkili bir biçimde gerçekleşmesini sağlayan önemli parametrelerden biridir. Sayısal çalışmada Elazığ ili konumu ve iklim şartları dikkate alınmaktadır. Sistem üzerinde kullanılan hava giriş hızı, Elazığ ilinin yaz aylarındaki gün içindeki ortalama rüzgar hızı kabul edilmiştir. Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan veriler doğrultusunda ortalama rüzgar aralığı 2.2 m/s ve 3.5 m/s aralığında değişmektedir [118]. Bu rüzgar aralığı doğal havalandırma koşullarını sağlamaktadır. Fakat 10 dakika aralıklarla alınan rüzgar hızları incelendiğinde hava hızının zaman zaman bu değerlerin çok altına düştüğü görülmektedir. Bu nedenle düşük rüzgar hızlarının sistem performansına etkisi incelenmiştir.

5.2.2.1. Hava Giriş Hızı = 2 m/s ($Re = 4 \times 10^4$) İçin Sonuçlar

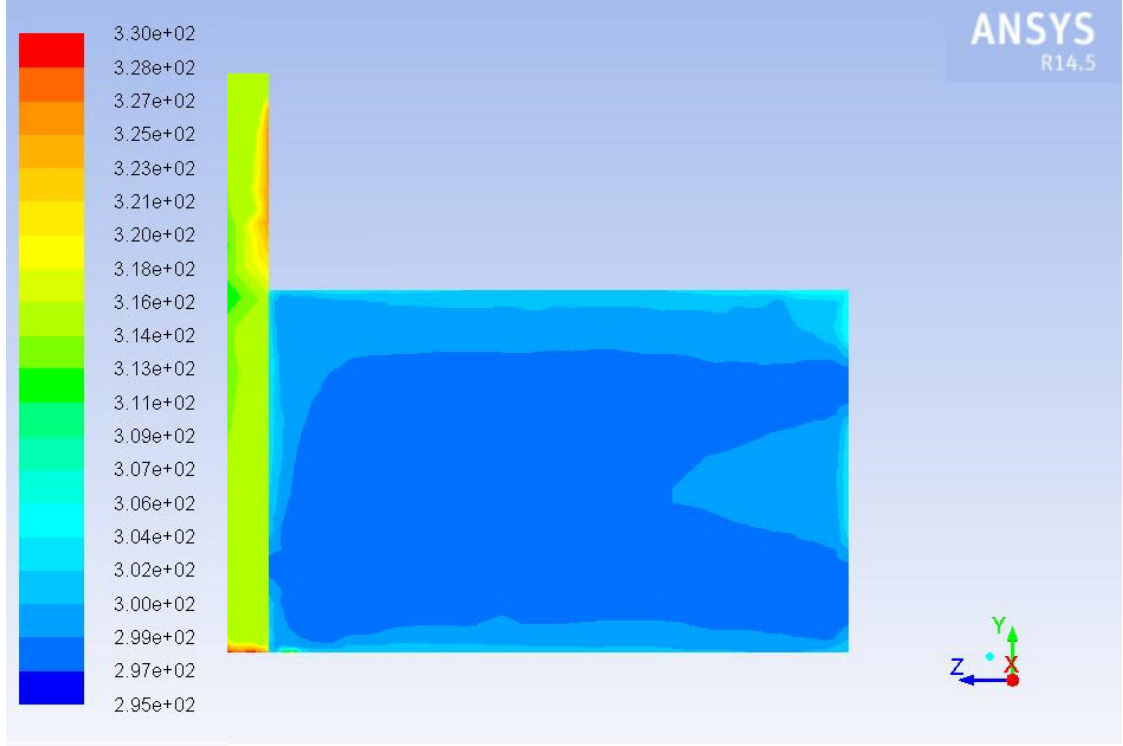
Şekil 5.42 - Şekil 5.44, çözümlemesi yapılan ve sonuca 573. iterasyonda yakınsayan modeldeki hava akışı için ortalama hız değişimlerini göstermektedir. Sayısal çalışmadaki mevcut diğer şartlar sabit kalmak koşuluyla bina içerisine iki farklı açıklıktan 2 m/s hızla giren hava, doğal havalandırmanın ve dolayısıyla baca etkisinin sağlanmasında yeterli görülmektedir. Bina içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ısıl konfor şartlarını yerine getirecek şekilde 296 K - 300 K arasında değişmektedir.



Şekil 5.42. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)



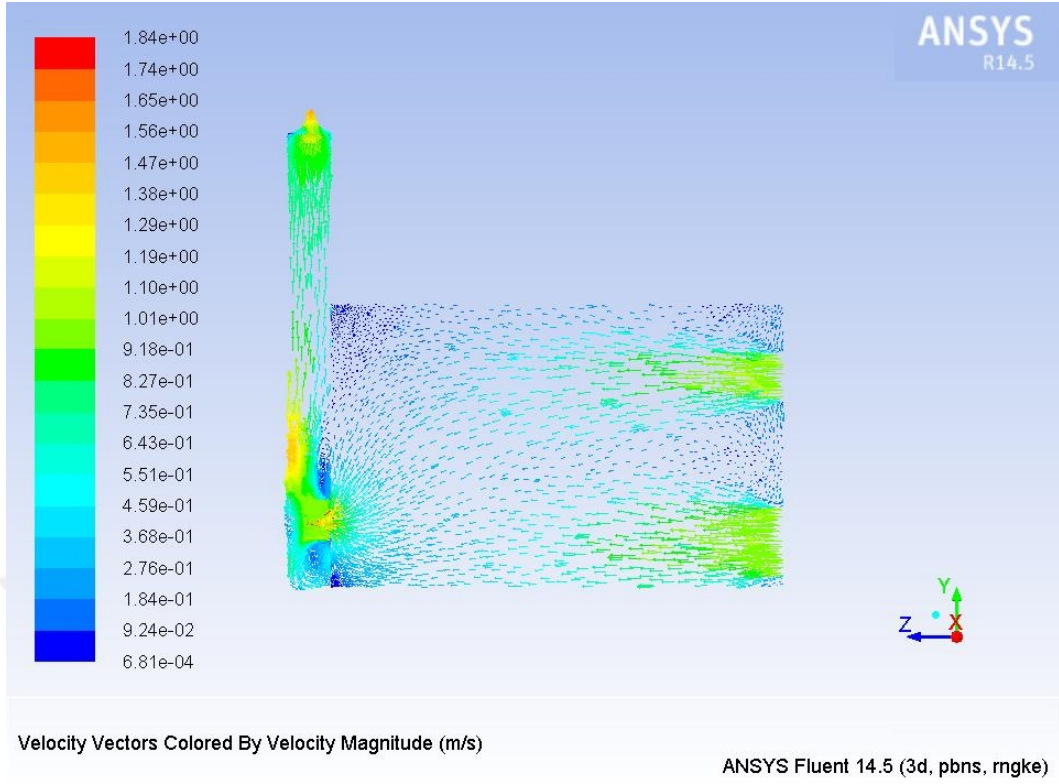
Şekil 5.43. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı=2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)



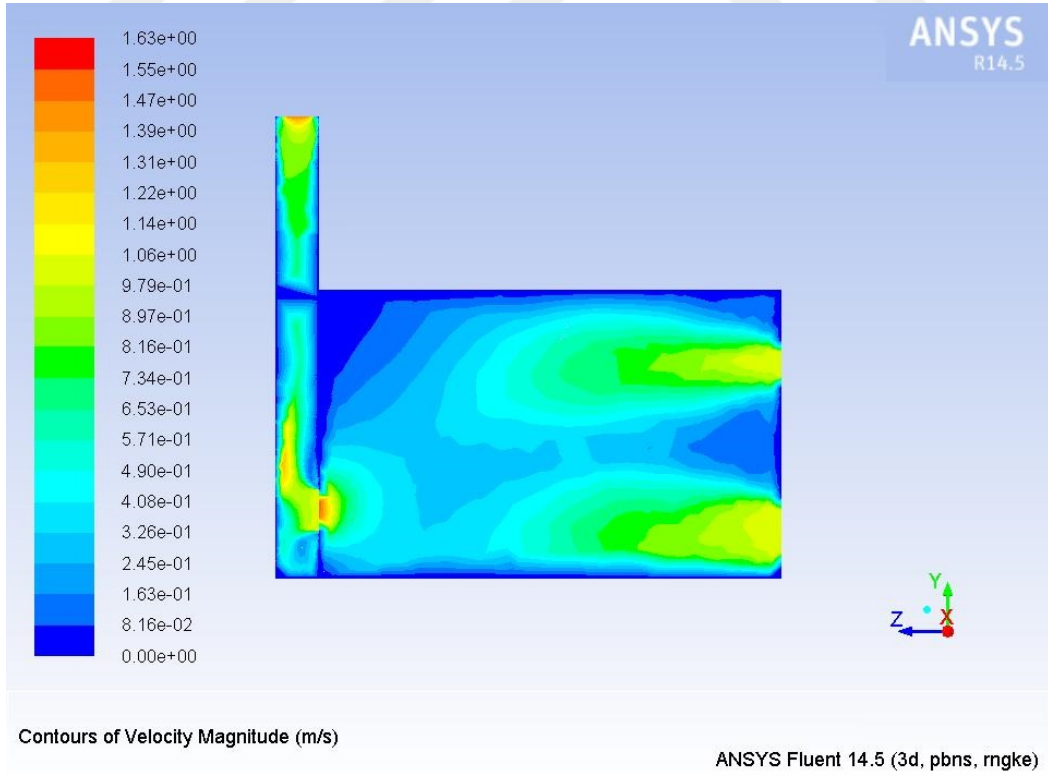
Şekil 5.44. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 2 m/s, $Re = 4 \times 10^4$)

5.2.2.2. Hava Giriş Hızı = 1 m/s ($Re = 2 \times 10^4$) İçin Sonuçlar

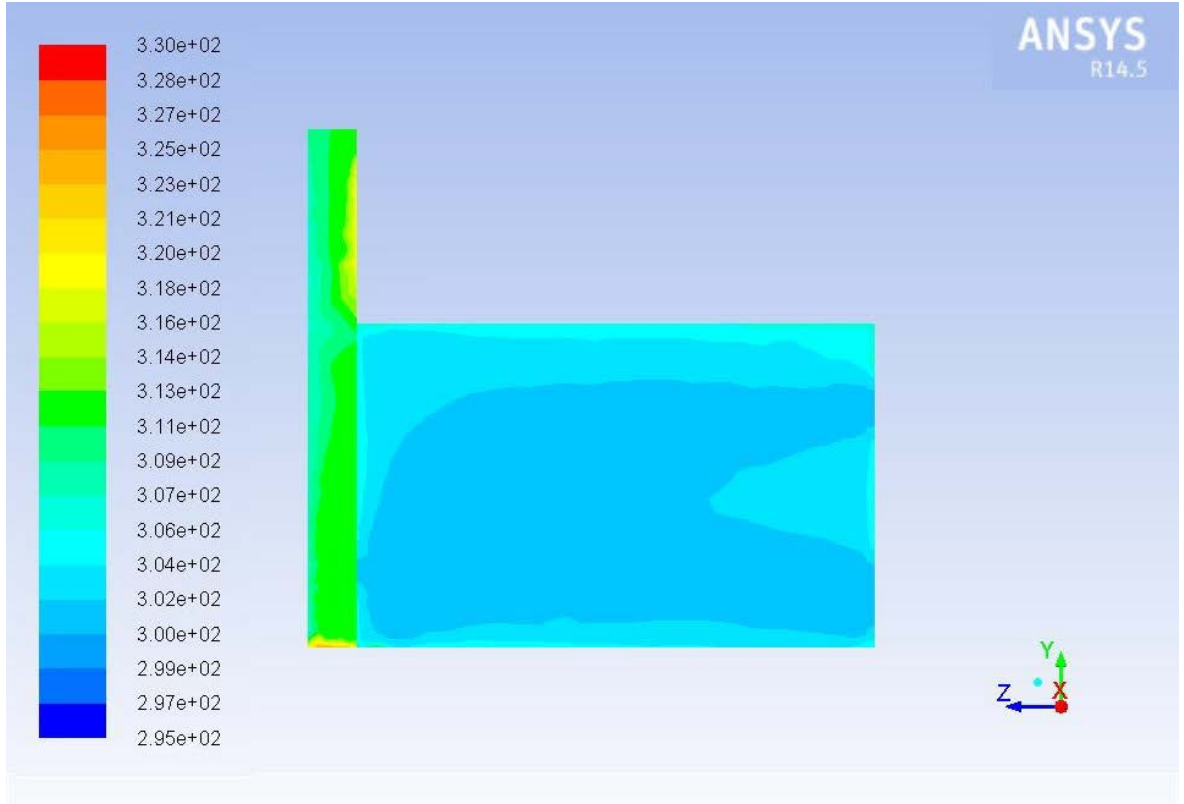
Şekil 5.45 ve Şekil 5.47 hava akış hızının 1 m/s olarak alındığı sayısal çalışmadaki ortalama hız değişimlerini göstermektedir. Çözümleme sonuçları, 1 m/s hava akış hızının, hava hareketinin ve ısı konfor şartlarının sağlanmasında kabul edilebilir olduğunu göstermektedir. Fakat burada hava hareketinin yeterli düzeyde olmadığı bilinmesi gerekir. Dolayısıyla 1 m/s hız değeri mevcut çalışma şartlarında doğal havalandırmanın gerçekleşebilmesi için sınır değer olarak kabul edilmiştir.



Şekil 5.45. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)



Şekil 5.46. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)

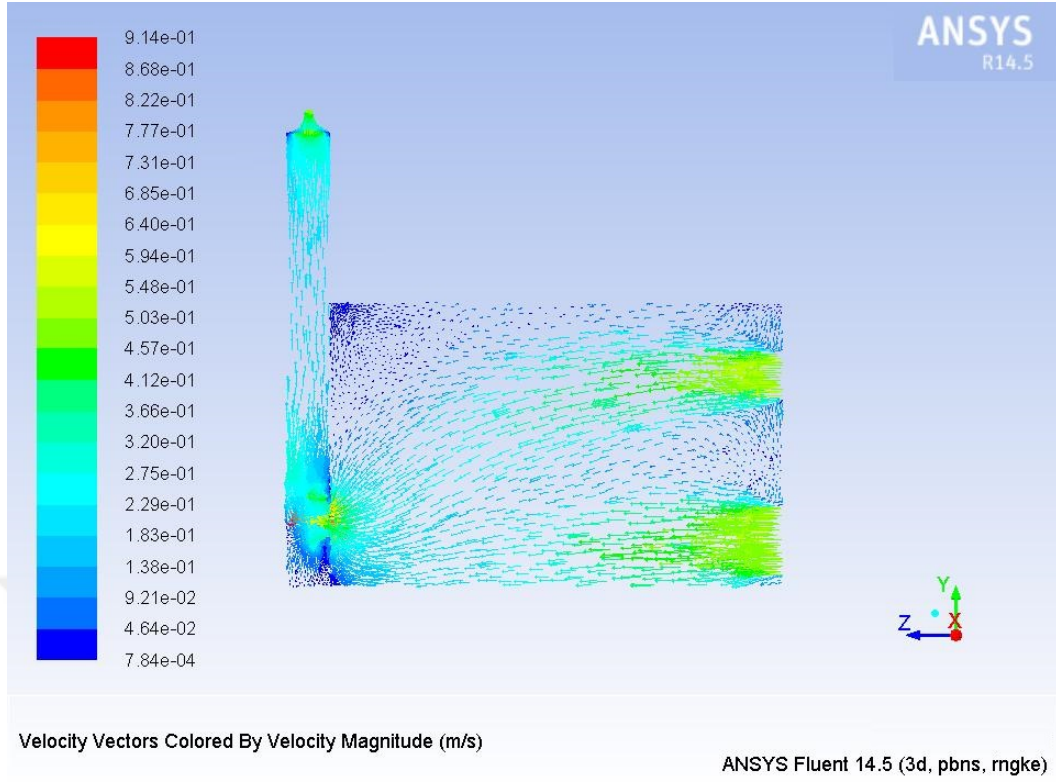


Şekil 5.47. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 1 m/s, $Re = 2 \times 10^4$)

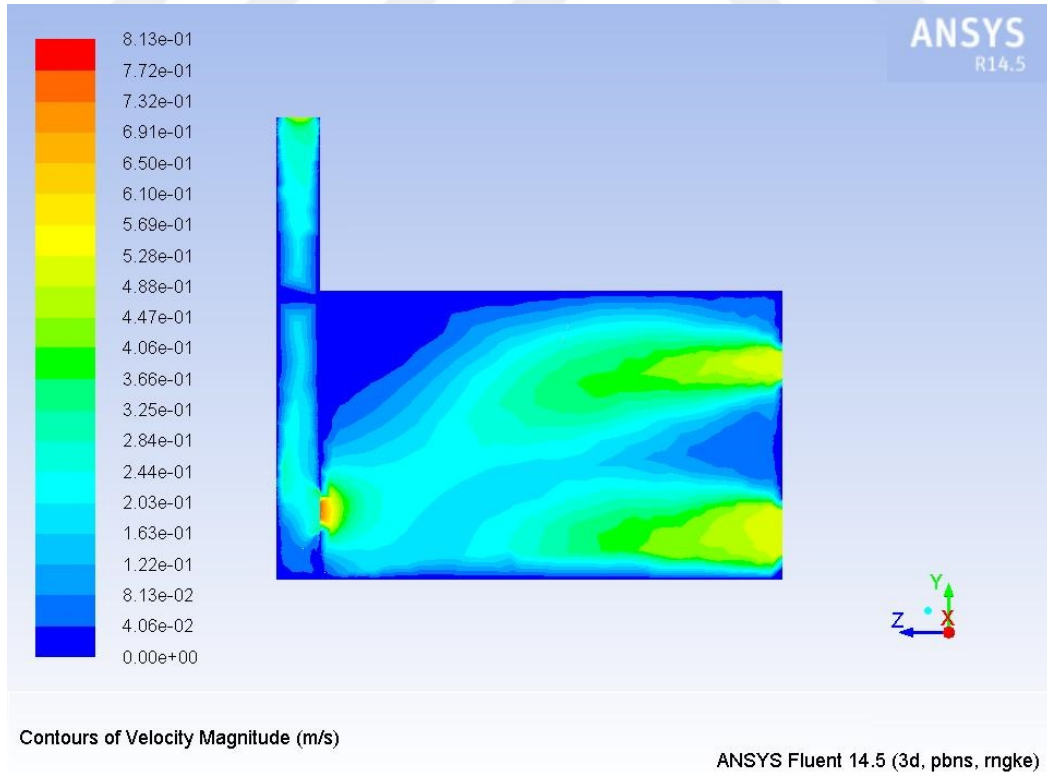
5.2.2.3. Hava Giriş Hızı = 0.5 m/s ($Re = 10^4$) İçin Sonuçlar

Sayısal çalışmada ortalama hava hızı 0.5 m/s olarak alınmıştır. Çözümleme sonuçlara 600. iterasyonda yakınsamıştır. Sayısal çalışma sonucu elde edilen hız dağılımları Şekil 5.48 -Şekil 5.50’de gösterilmiştir.

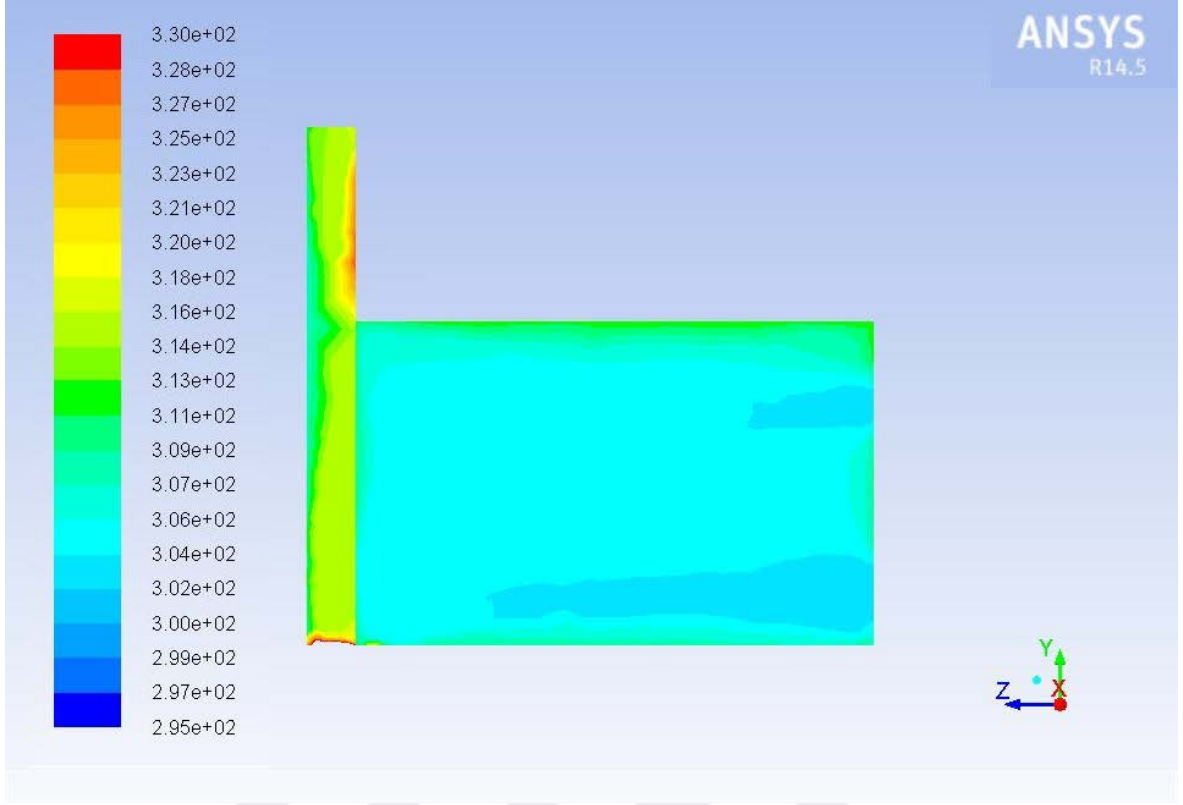
Hava hızı 0.5 m/s olduğunda bina içerisinde etkili bir hava hareketi sağlanamamıştır. Çözümleme sonuçlarına göre iç ortama gelen hava, hızını baca alt çıkışına ulaşmadan kaybetmektedir. Baca boyunca hava hızı ortalaması 0.2 m/s – 0.27 m/s arasında değişmektedir. Dolayısıyla doğal havalandırma gerçekleşememiş ve buna bağlı olarak ısı konfor sağlanamamıştır. Hava hızının bu denli düşük olduğu durumlarda pasif soğutma sistemine küçük bir fan ilave edilmesiyle hava akımının sağlanması mümkün olabilir.



Şekil 5.48. Güneş bacası ve bina içerisindeki hava için hız vektörleri (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re = 10^4$)



Şekil 5.49. Güneş bacası ve bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re=10^4$)



Şekil 5.50. Güneş bacası ve bina içerisindeki ortalama sıcaklık değişimi (Hava giriş hızı = 0.5 m/s, $Re = 10^4$)

5.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi İçin Sayısal Modelleme

Yapılan sayısal çalışmalarda bir bina için ısı konfor sağlayabileceği dış ortam sıcaklık aralığı 300 K - 305 K olarak belirlenmiştir. Elazığ ili için yaz ayları maksimum sıcaklık ortalaması 310 K olarak belirtildiğinden, bu sıcaklık aralığı ve daha yüksek iklim koşullarında temel soğutmayı sağlayabilmek için pasif soğutma sistemlerinden toprak-hava ısı değiştiricisi ve Güneş bacası sisteminin beraber kullanılması uygun olacaktır. Ayrıca sistem geometrisi, bina yapısı ve kullanılan malzemelerde iyileştirme yapılması gerekmektedir. Geometrik model itibarıyla Trombe duvarına benzeyen ve çözümleri gerçekleştirilen çalışmalarda soğurucu yüzeyin Güneş ışınlarını tam olarak yakalayamadığı görülmüştür. Bu yüzden Güneş bacası sisteminde iyileştirmeler yapılarak soğurucu yüzey performansının artırılabilmesi adına Elazığ ili için yaz aylarına ait en uygun eğim açısı belirlenmiştir. Güneş bacası bu doğrultuda konumlandırılarak doğal havalandırma, dolayısıyla soğutma verimini artırabilmek için toprak-hava ısı değiştirici sistemi ile birlikte

kullanılmış ve sayısal çözümlmeleri gerçekleştirilmiştir. Bu hibrit sistem bütün haliyle ve ayrı ayrı olarak, R. Bassiouny ve Nader S.A. Koura'nın [63] Fortran bilgisayar yazılımı ile yaptıkları çalışma, Mathur ve arkadaşlarının [56], teorik ve deneysel olarak yaptıkları çalışmalar ve M. Maerefat ve A.P Haghighi'nin [109] Matlab yazılımı yardımıyla yaptıkları çalışmalar ile kıyaslanmıştır. Doğrulama yapmak amacıyla sistem performansı hesaplanırken bütün koşullar, kullanılacak boyutlar ve özellikler referanslar [56, 63, 109]'ten alınmıştır.

Sistemin istenilen oda koşullarını sağlaması, çevresel şartlar (sıcaklık, Güneş ışınlmı), Güneş bacası ve toprak-hava ısı değıştirici boyutları ve gerekli soğutma kapasitesi gibi bazı parametrelere bağlıdır. Sayısal çalışma, Güneş bacası ve toprak-hava ısı değıştirici sistemlerinin geometrik şekilleri ve dış çevre koşullarının etkilerini bulmak için yapılmıştır.

Modellemede kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 5.16'da gösterilmiştir. Tablo 5.16'da verilen değerler, sistem üzerinde hesaplama süresi boyunca aksi belirtilmediği takdirde sabit kabul edilmiştir.

Tablo 5.16. Termofiziksel Özellikler

Parametreler	Değerler
Cam yüzeyin geçirgenlik katsayısı	0.84
Cam yüzeyin soğurma katsayısı	0.06
Cam yüzeyin yayma katsayısı	0.90
Soğurucu duvarın soğurma katsayısı	0.95
Soğurucu duvarın yayma katsayısı	0.95
Borunun (PVC) ısıl iletkenliği (W/mK)	0.23
Toprak yoğunluğu (kg/m ³)	2050
Toprağın ısıl iletkenliği (W/mK)	0.52
Toprağın özgül ısısı (J/kg.K)	1840

Sayısal çalışma, ANSYS Fluent bilgisayar programı kullanılarak yapılmıştır. Temel korunum denklemlerini sonuçlarda yakınsama olana kadar iteratif olarak çözmek gereklidir. Hibrit sistemin sonuçlarının doğrulanması adına birebir deneysel veri bulunmamaktadır. Bu sebeple hesaplamalar Güneş bacası ve Toprak-hava ısı değıştiricisi için aynı koşullar altında ayrı ayrı yapılmıştır. Elde edilen çözümleme sonuçlarının doğrulanması adına teorik ve deneysel olarak yapılan çalışma [56] ve sayısal çalışma [63] ile kıyaslanmıştır.

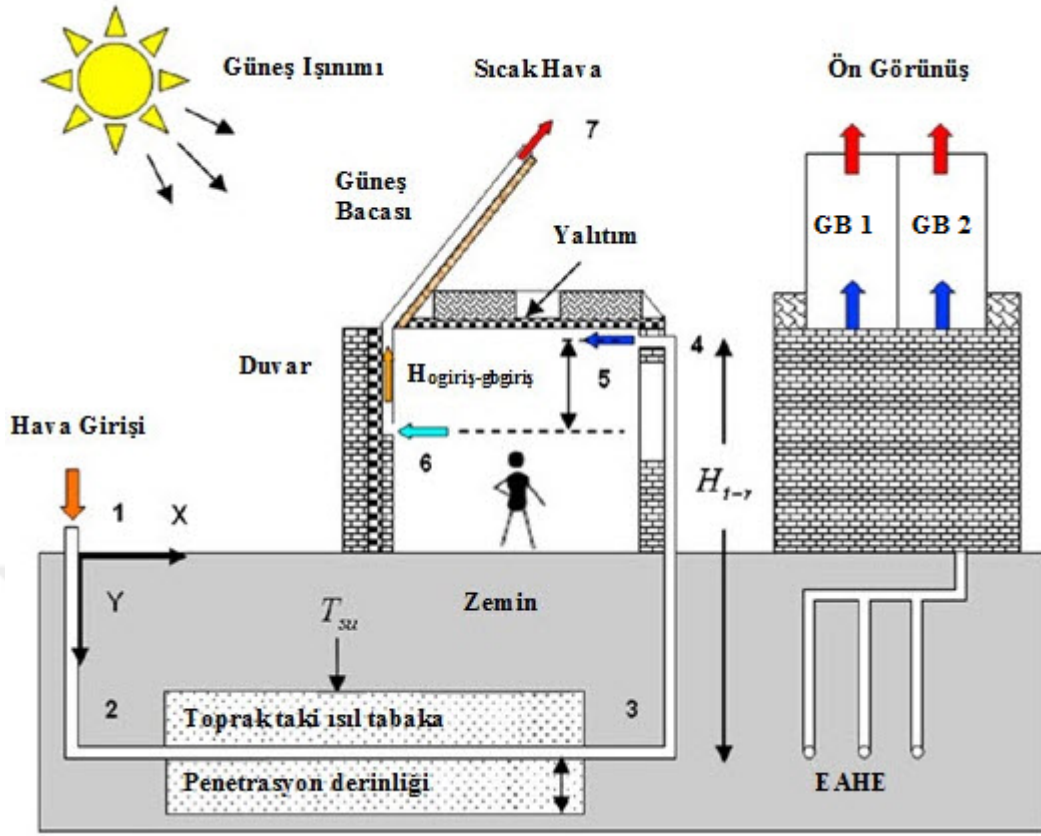
5.3.1. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sisteminin Geometrisi

Öncelikle, modellemede kullanılacak boyutlar ve özellikler belirlenmiştir. Soğutulacak odanın ölçüleri 4.0 m x 4.0 m x 3.125 m olarak seçilmiş ve hava filtrasyonu olmadığı kabul edilmiştir. Gerekli olan soğutma yükü, duvarların adyabatik olduğu ve bir insanın bulunduğu bir oda için minimum $Q = 116 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalara göre soğutma yükü 116 W-1500 W arasında değişmektedir.

Güneş bacası uzunluğu 4.0 m, genişliği 1.0 m, hava kanalı aralığı 0.3 m ve girişi, toprak-hava ısı değiştiricisinin çapı kadar alınmıştır. Elazığ'da (Enlem: 38.6058, Boylam 39.2973) güney cepheli bir Güneş bacasında, maksimum Güneş ısınımı elde edebilmek için yapılan çalışmada Güneş bacası için optimum eğim açısı 50° olarak bulunmuştur [58, 123]. Ayrıca, gerekli baca etkisini sağlayabilmek için sistem üzerinde iki Güneş bacası aynı anda kullanılmıştır.

Toprak-hava ısı değiştiricisinde kullanılan boru PVC olarak seçilmiştir. Borunun toplam uzunluğu 25 m, kalınlığı 0.002 m, iç çapı 0.305 m olarak alınmış ve toprak yüzeyinden itibaren 1.0 m derinliğe gömülmüştür.

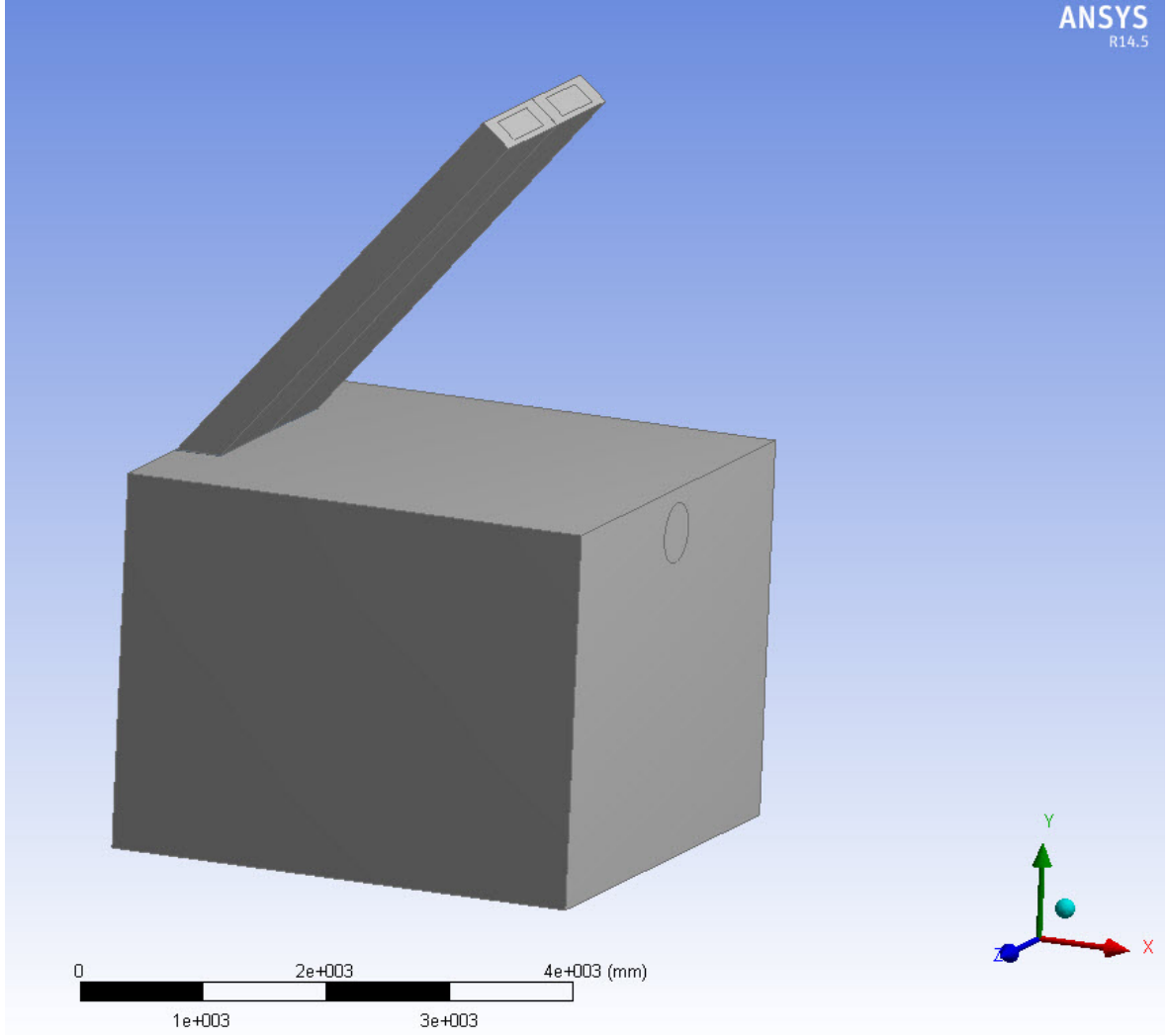
Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan verilerde, 1.0 m derinliğinde işlem görmemiş doğal zemin için yaz ayları ortalama sıcaklık değeri yaklaşık olarak 295.73 K olarak alınmış ve bu değerler de ısı soğurucu derinlik ve sıcaklıklar olarak kabul edilmiştir [118, 124]. Belirlenen boyutlarda kurulan hibrit çalışmanın, sistem performansına etkisi yapılan çalışmada incelenmiştir. Gerekli olan ısı konfor şartları genellikle bir adet toprak-hava ısı değiştiricisi ile sağlanabilmekteyken, daha fazla çevresel sıcaklığın olduğu koşullarda bu sayıyı artırmak gerekmektedir.



Şekil 5.51. Güneş bacası ve toprak-hava ısı değıştircisi hibrit sisteminin şematik gösterimi [109].

Toprak-hava ısı değıştircisi ve Güneş bacası sistemleri bina içerisinde karşılıklı duvarlara uygulanmıştır. Şekil 5.51 hibrit sistemi şematik olarak göstermektedir. Güneş bacasının giriş seviyesi, toprak-hava ısı değıştircisinin 0.7 m altındadır. Toprak-hava ısı değıştircisi çıkışı ise odanın tabanından 3 m ve dolayısıyla yatay döşenen gömülü borulardan 4 m yukarıdadır. Dış ortam sıcaklığı 310 K olarak kabul edilmiştir.

Bu veriler ışığında oluşturulan Güneş bacası sistemine ait katı model Şekil 5.52’de gösterilmiştir.

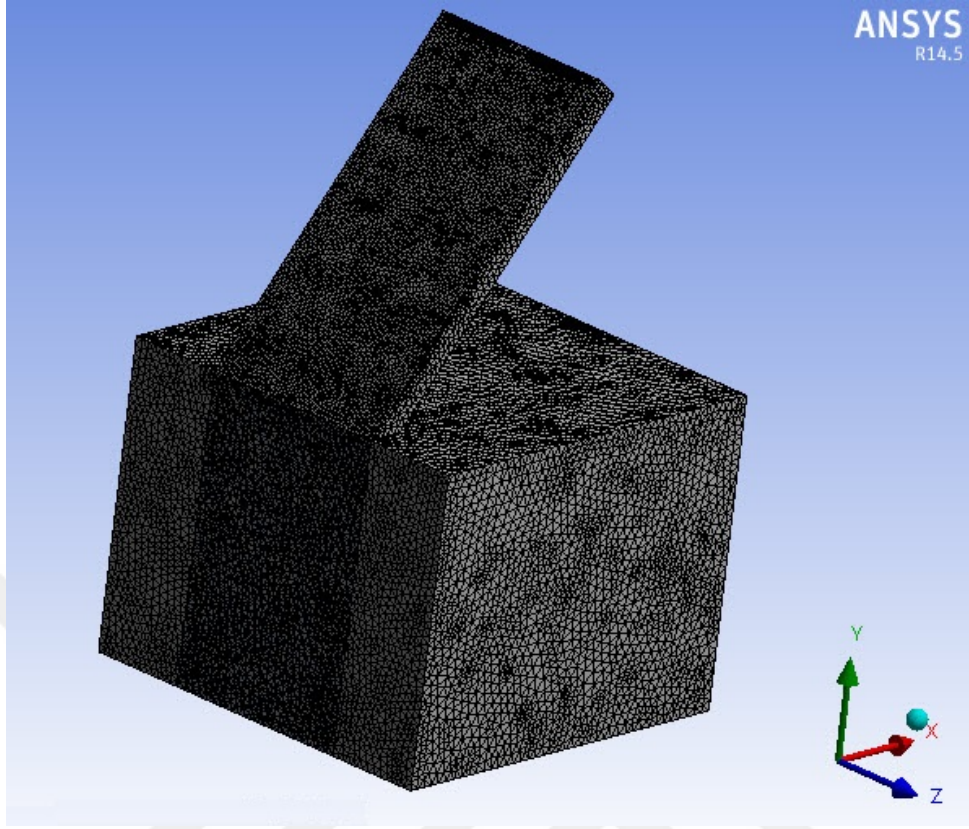


Şekil 5.52. Güneş bacası sisteminin geometrik modeli

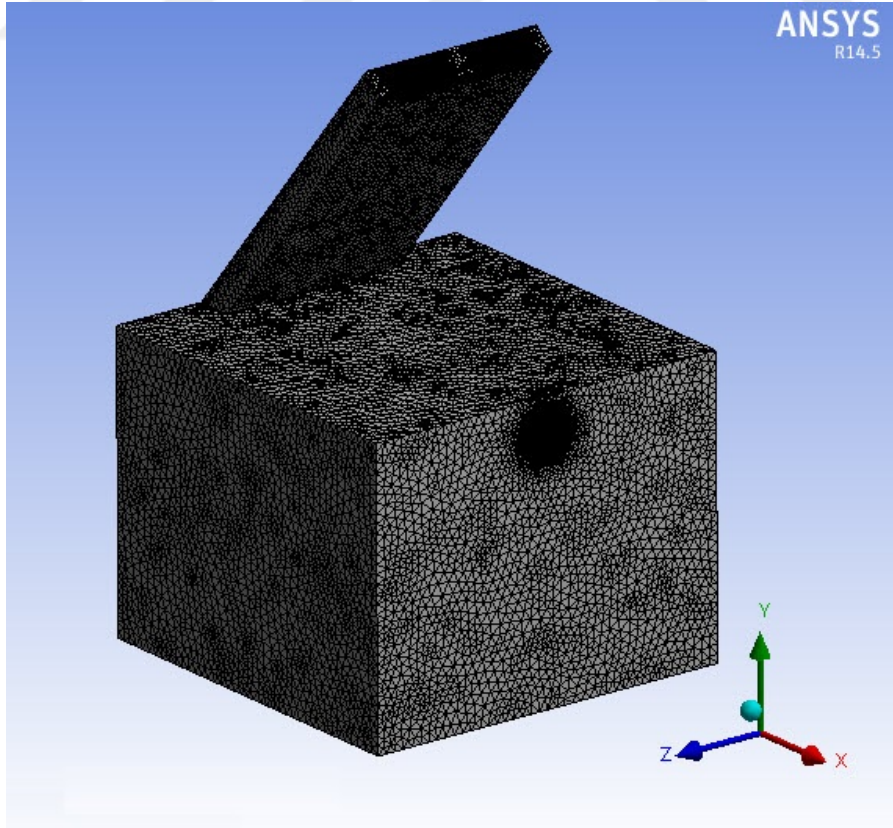
Geometrik modeli oluşturulan Güneş bacası sistemi ANSYS Workbench mesh yöntem ile elemanlara ayrılmıştır. Tablo 5.17’de optimum ağ değerleri verilmiştir. Şekil 5.53.a ve Şekil 5.53.d arasındaki şekiller oluşturulan ağ yapılarını göstermektedir.

Tablo 5.17. Güneş bacası sisteminin çözümlemesi için optimum ağ değerleri

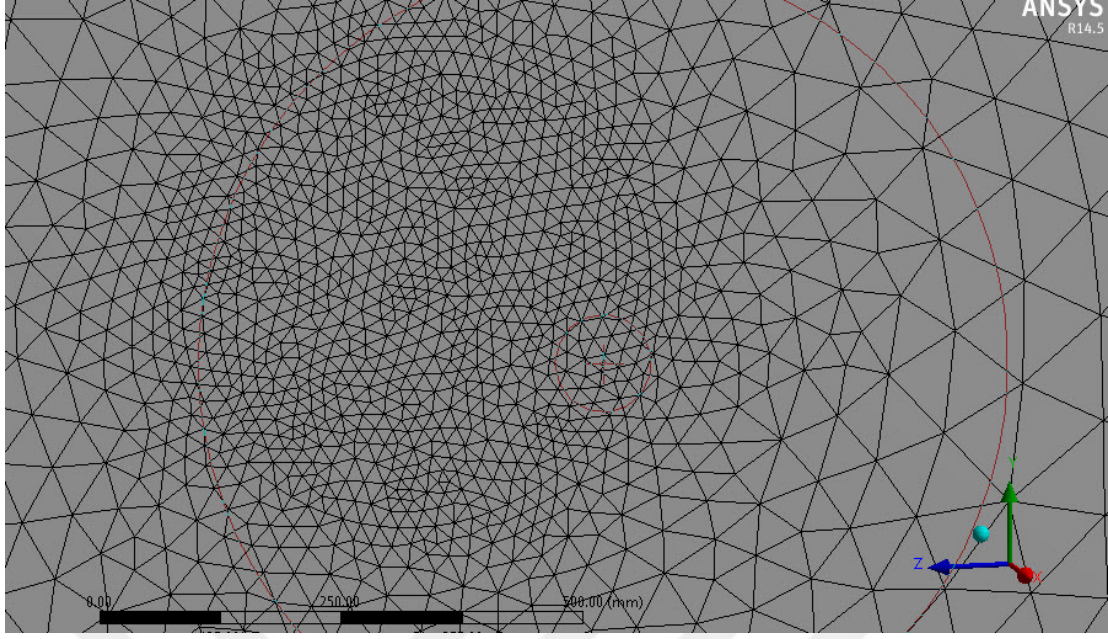
Toplam düğüm sayısı	139151
Toplam eleman sayısı	746493



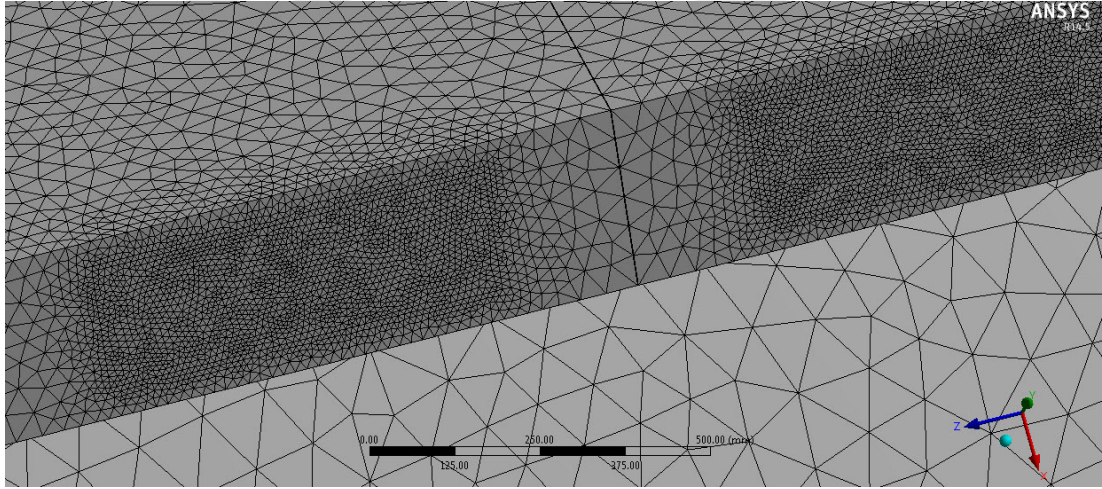
Şekil 5.53.a. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı



Şekil 5.53.b. Güneş bacası sistemi için ağ yapısı



Şekil 5.53.c. Hava giriş açıklığı için ağ yapısı



Şekil 5.53.d. Güneş bacası sisteminin çıkış açıklıkları için ağ yapısı

5.3.2. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi İçin Sonuçlar

Ağ yapısı tamamlanan model sayısal çözümleme için ANSYS Fluent programına aktarılmıştır. Burada ilk önce ağ yapısının kalitesi ve kontrolü yapılmış ve çalışmada kullanılan başlangıç ve sınır şartları, malzeme ve akışkan özellikleri programa girilmiştir. Elazığ konum bilgileri dikkate alınarak Solar Load Model üzerinden normal hava şartları

için Güneş ışınlm değeri alınmıştır. Şekil 5.54.a ve Şekil 5.54.b, Solar Load Model ve Solar Calculator bölümlerine girilen verileri göstermektedir.

Solar Calculator

Global Position

Longitude (deg) 38.6058

Latitude (deg) 39.2973

Timezone (+-GMT) 2

Mesh Orientation

North East

X 0 X 1

Y 0 Y 0

Z -1 Z 0

Date and Time

Day of Year

Day 21

Month 6

Time of Day

Hour 13

Minute 0

Solar Irradiation Method

☐ Theoretical Maximum

☒ Fair Weather Conditions

Options

Sunshine Factor 1

Apply Close Help

Şekil 5.54.a. Güneş ışınlm değeri hesaplanması

Radiation Model

Model

☒ Off

☐ Rosseland

☐ P1

☐ Discrete Transfer (DTRM)

☐ Surface to Surface (S2S)

☐ Discrete Ordinates (DO)

Solar Load

Model

☐ Off

☒ Solar Ray Tracing

☐ DO Irradiation

Sun Direction Vector

X -0.3579143 Y 0.9063308 Z 0.2246371

☒ Use Direction Computed from Solar Calculator

Illumination Parameters

Direct Solar Irradiation (w/m2) solar-calculator Edit...

Diffuse Solar Irradiation (w/m2) solar-calculator Edit...

Spectral Fraction [V/(V+IR)] 0.5

OK Cancel Help

Şekil 5.54.b. Güneş ışınlm değeri hesaplanması

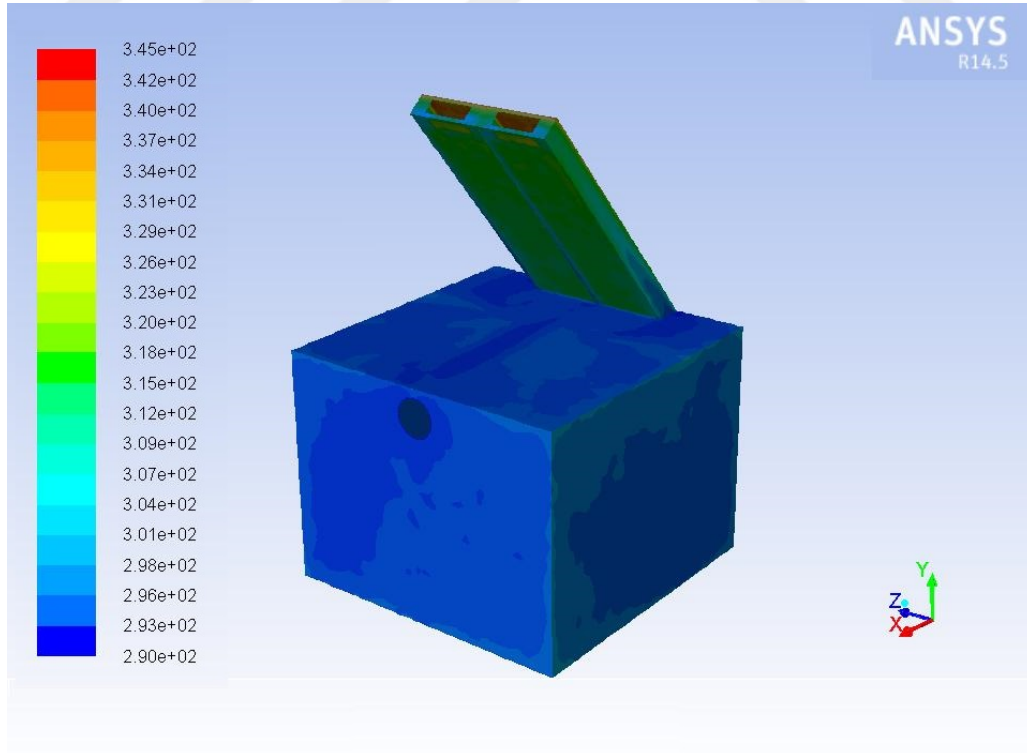
Solar Load model tarafından hesaplanan veriler daha önce Tablo 5.13'te verilmiştir. Fluent Solution bölümüne aktarılan modelin çözümü gerçekleştirilmiş ve sonuçlar alınmıştır.

5.3.2.1. Hız ve Sıcaklık Değerlerinin Değişiminin İncelenmesi

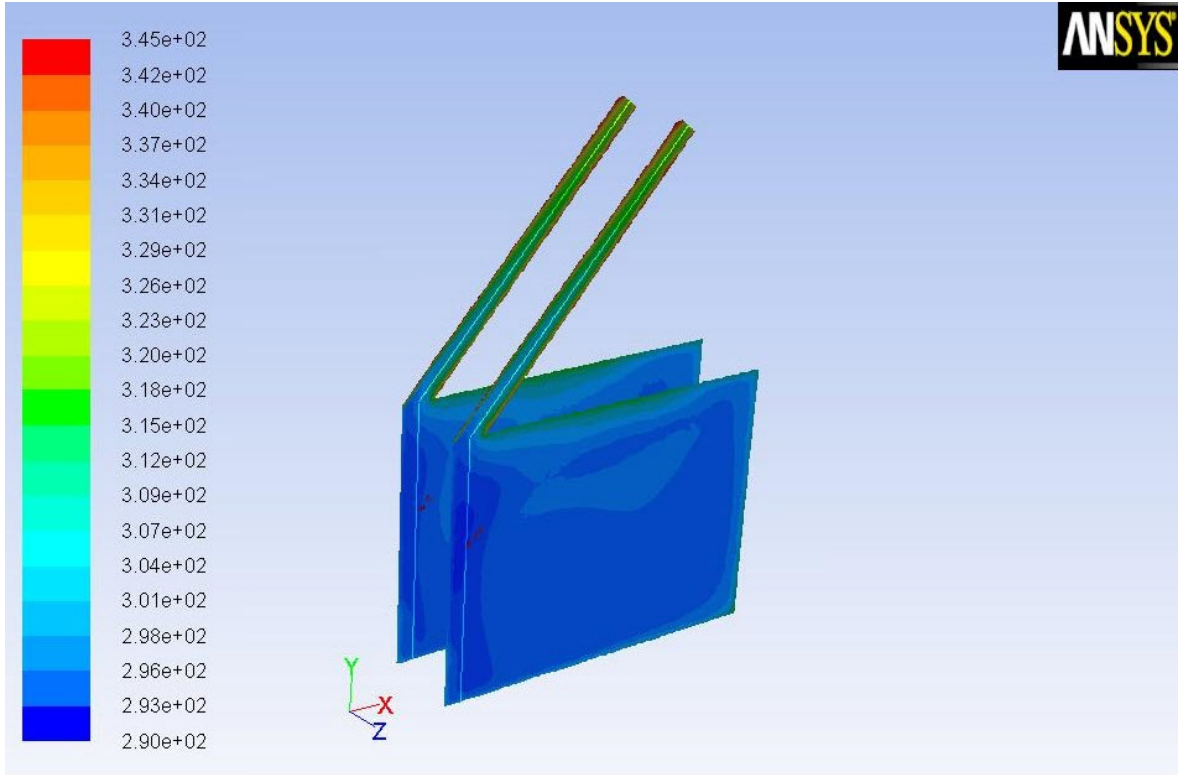
Sayısal hesaplamalar, mevcut çevresel koşullar ve veriler ışığında gerçekleştirilmiştir. Bulduğumuz sonuçlara bakıldığında, Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi hibrit sistemin, bir bina veya iç mekan için pasif soğutmayı etkili bir biçimde sağladığı ve sıcaklığın ortalama 295.48 K civarında tutulduğu görülmektedir. Bu sıcaklık aralığı Şekil 2.2'de verilen ısı konfor için kabul edilebilir aralıklar arasında görülmektedir.

Ayrıca saatlik hava değişim (ACH) değeri 5.53 1/sa. olarak bulunmuştur. Bu değer doğal havalandırma için gerekli aralık olan 3 -7 arasında yer almaktadır [9, 125]. Daha fazla soğutma yüküne ihtiyaç duyulması halinde, daha uzun ve fazla soğutma kanalına sahip toprak-hava ısı değiştiricisi kullanılması gerekmektedir.

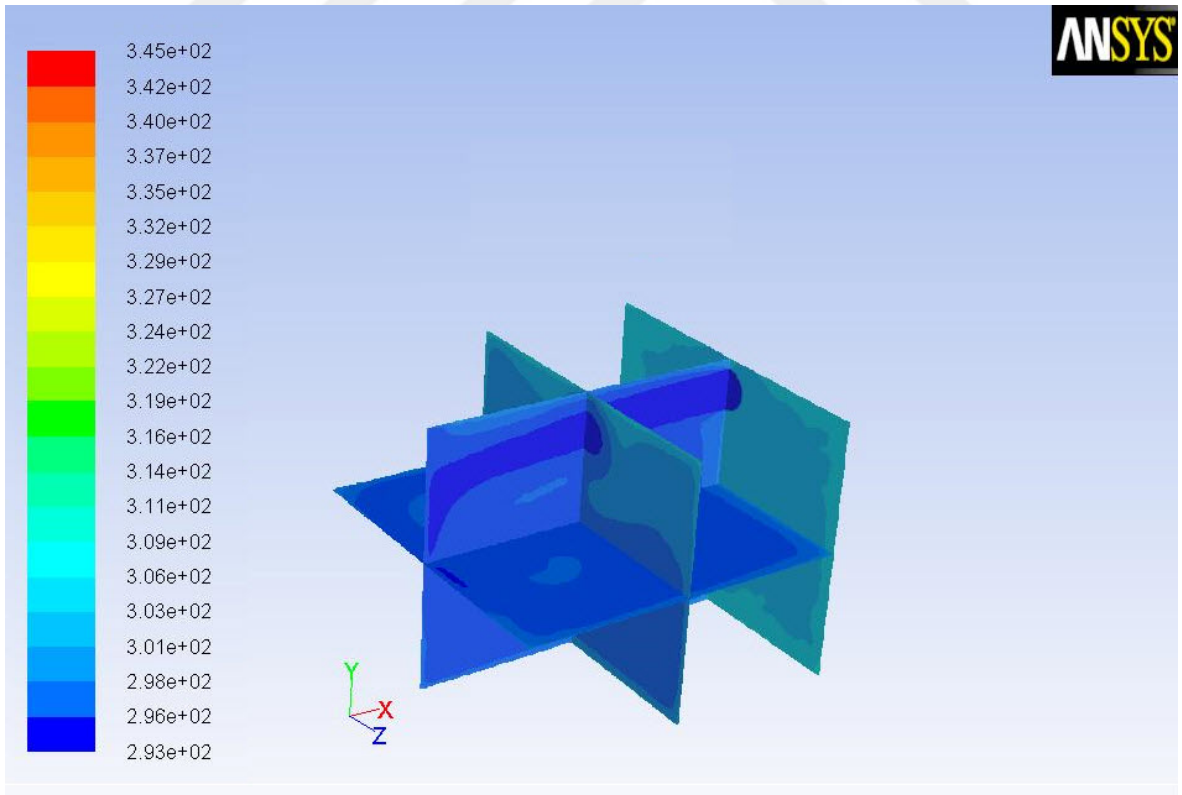
Şekil 5.55 - Şekil 5.60.b arasındaki şekiller sayısal çalışması yapılan model için sıcaklık ve hız değerlerinin değişimlerini göstermektedir.



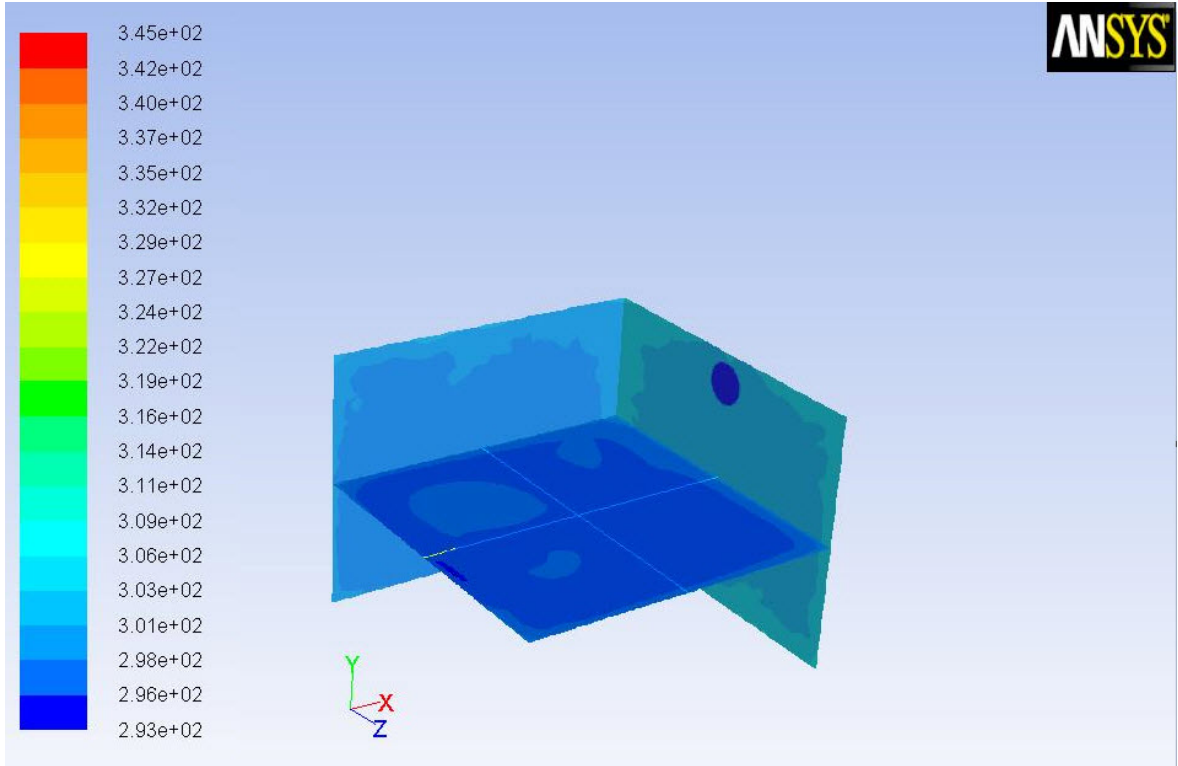
Şekil 5.55. Güneş bacası sistemindeki sıcaklık (K) değişimi



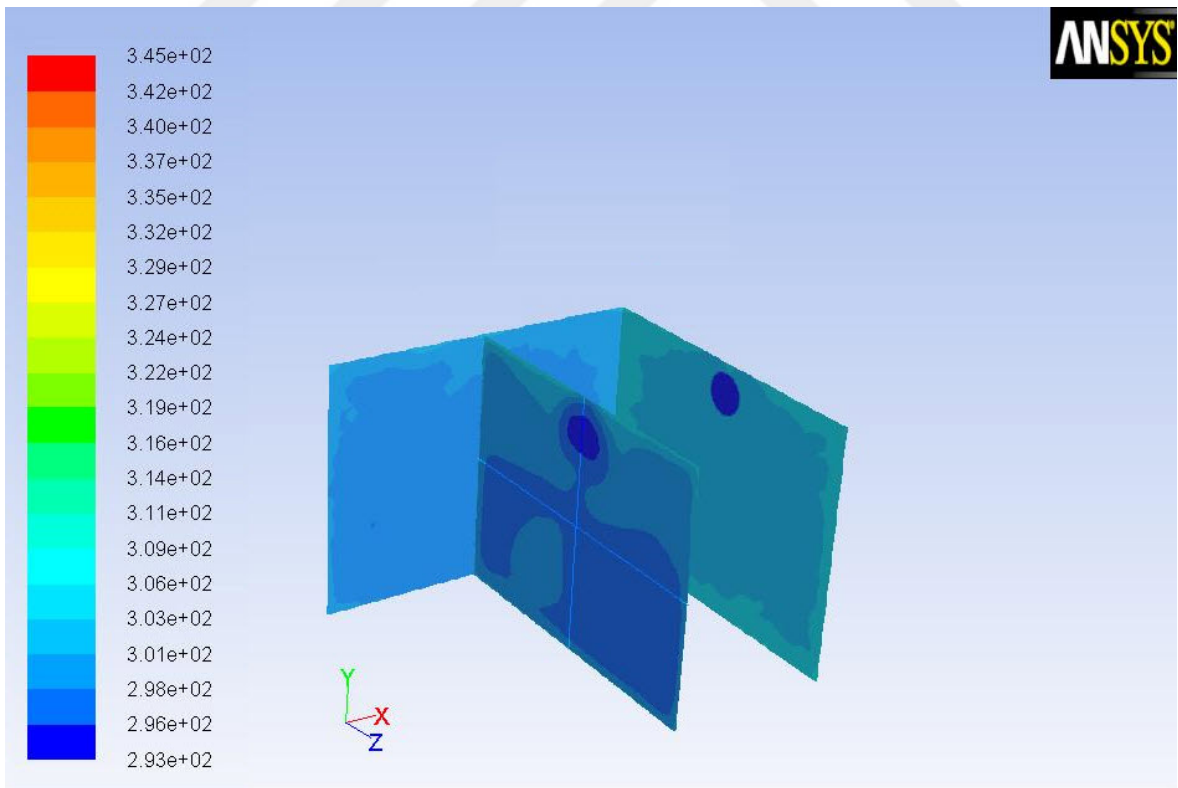
Şekil 5.56. Güneş bacası ve bina içerisindeki sıcaklık (K) dağılımı



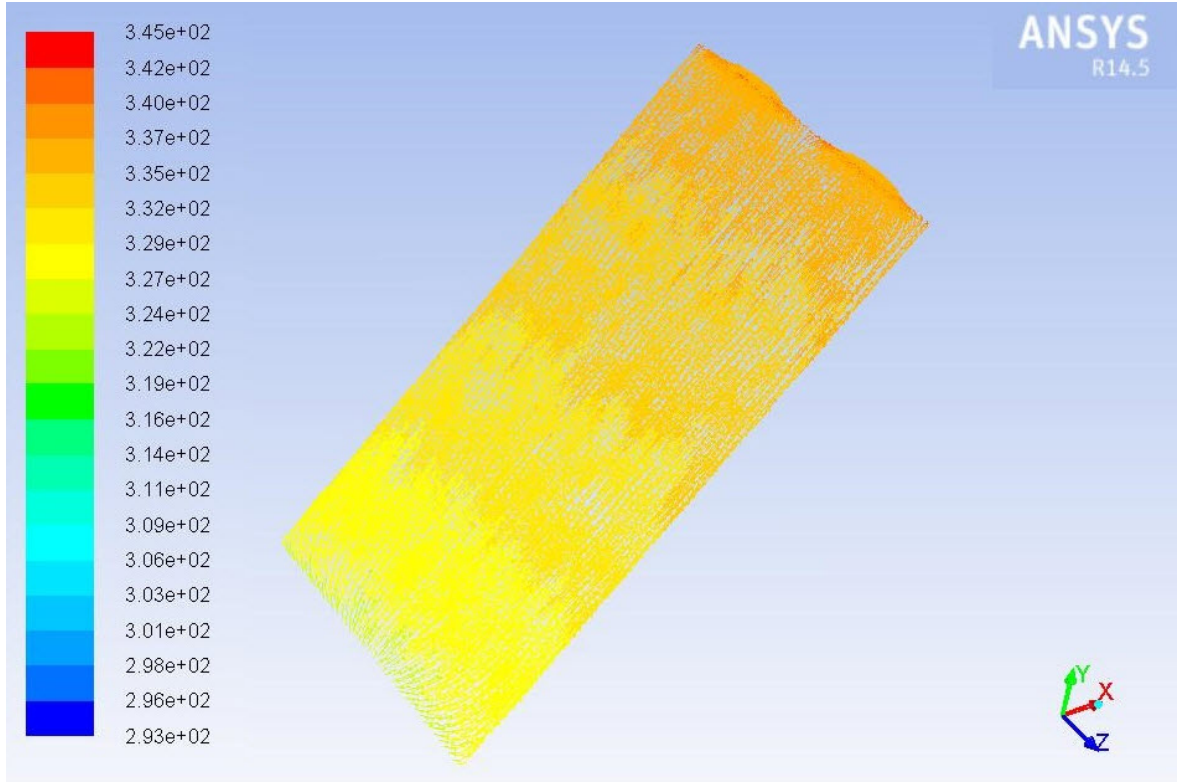
Şekil 5.57.a. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı



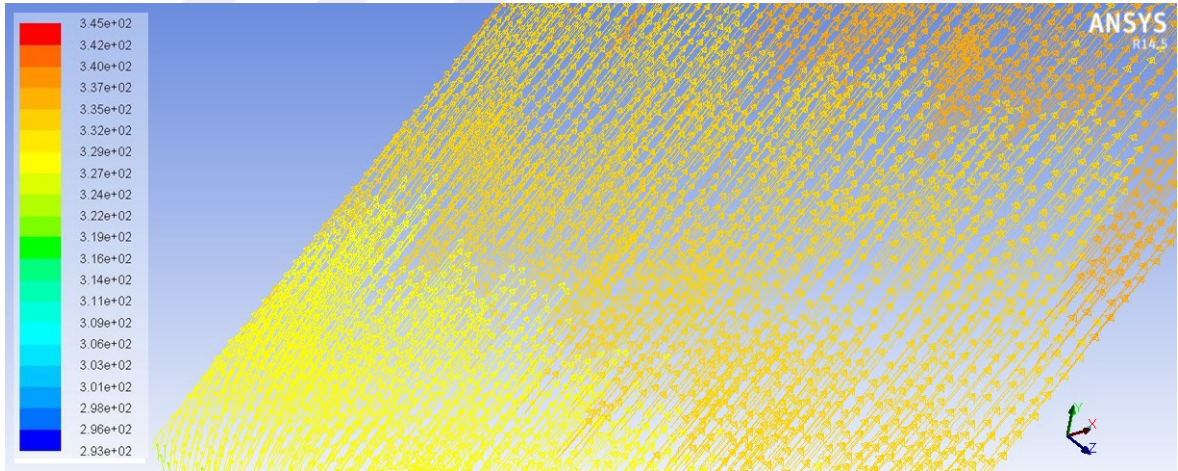
Şekil 5.51.b. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı



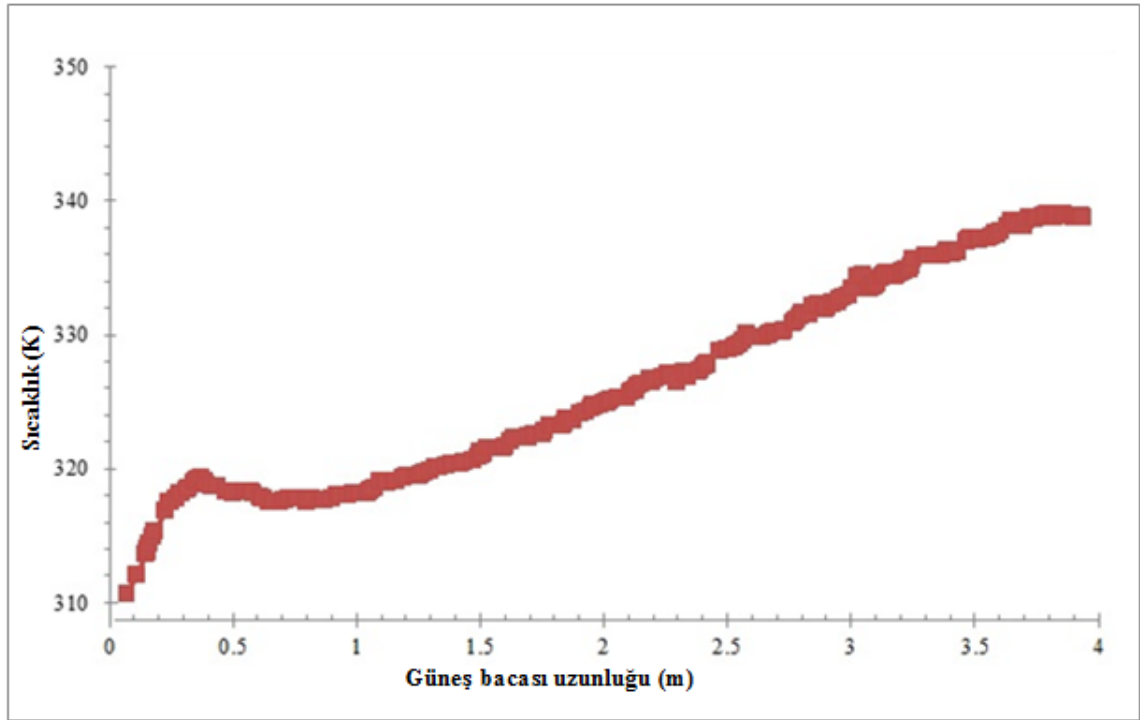
Şekil 5.57.c. Bina içerisindeki sıcaklık dağılımı



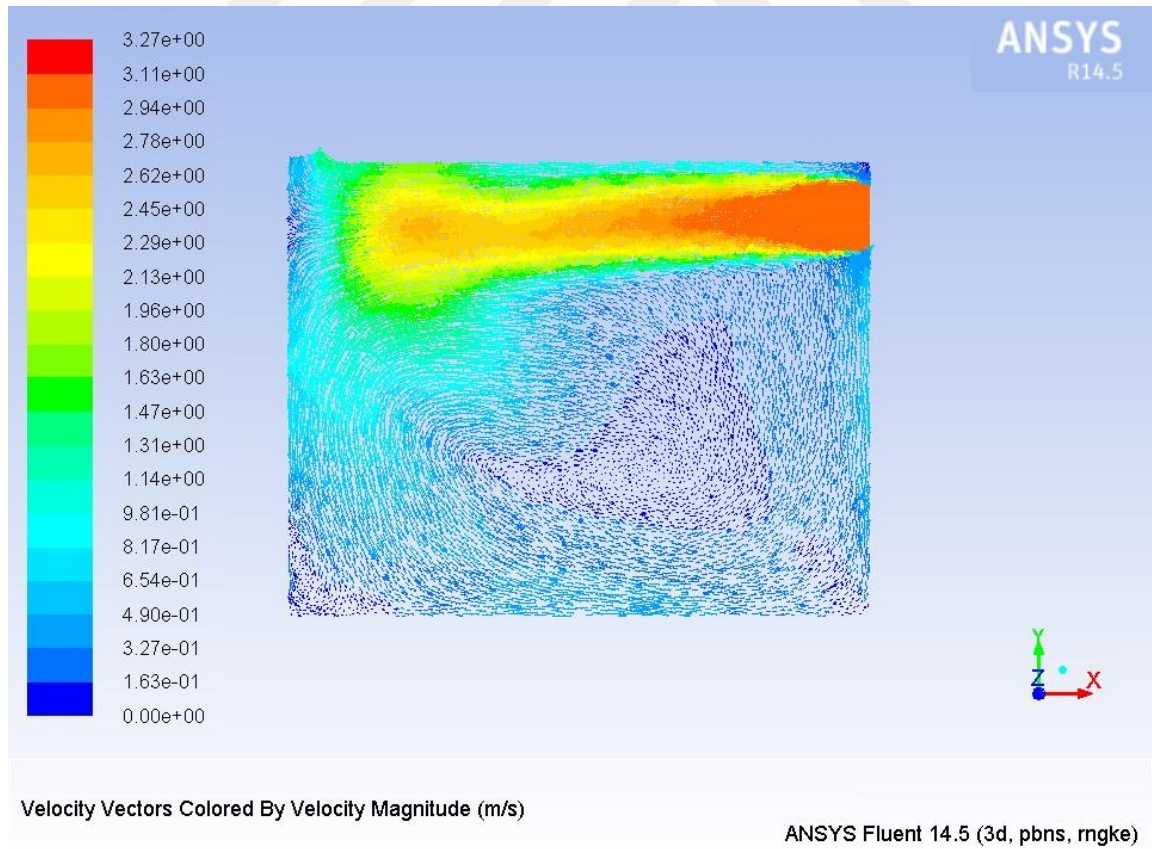
Şekil 5.58.a. Güneş bacası boyunca sıcaklık vektörleri



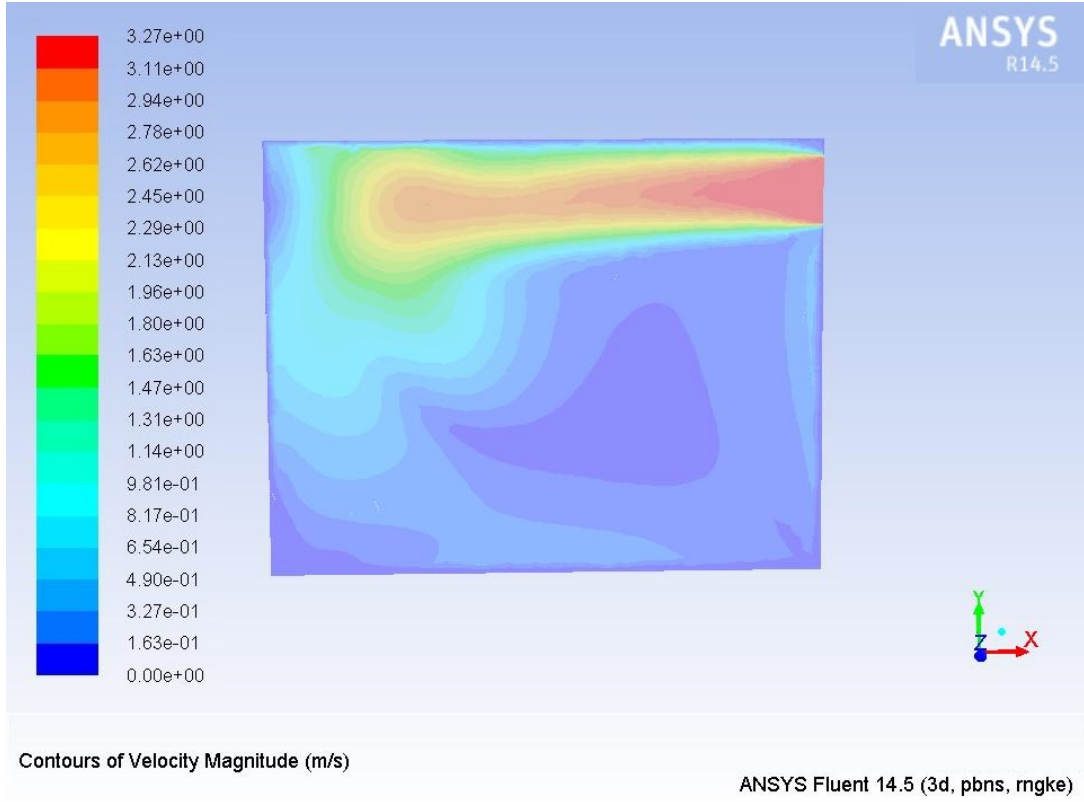
Şekil 5.58.b. Güneş bacası boyunca sıcaklık vektörleri



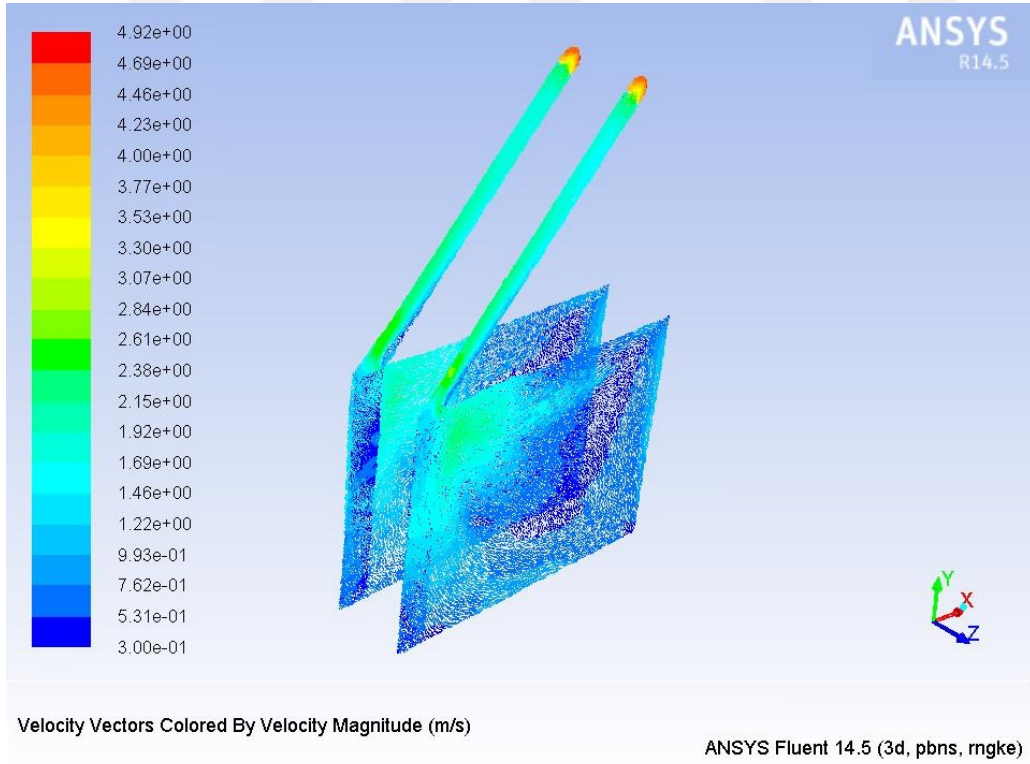
Şekil 5.58.c. Güneş bacası boyunca sıcaklık değişimi



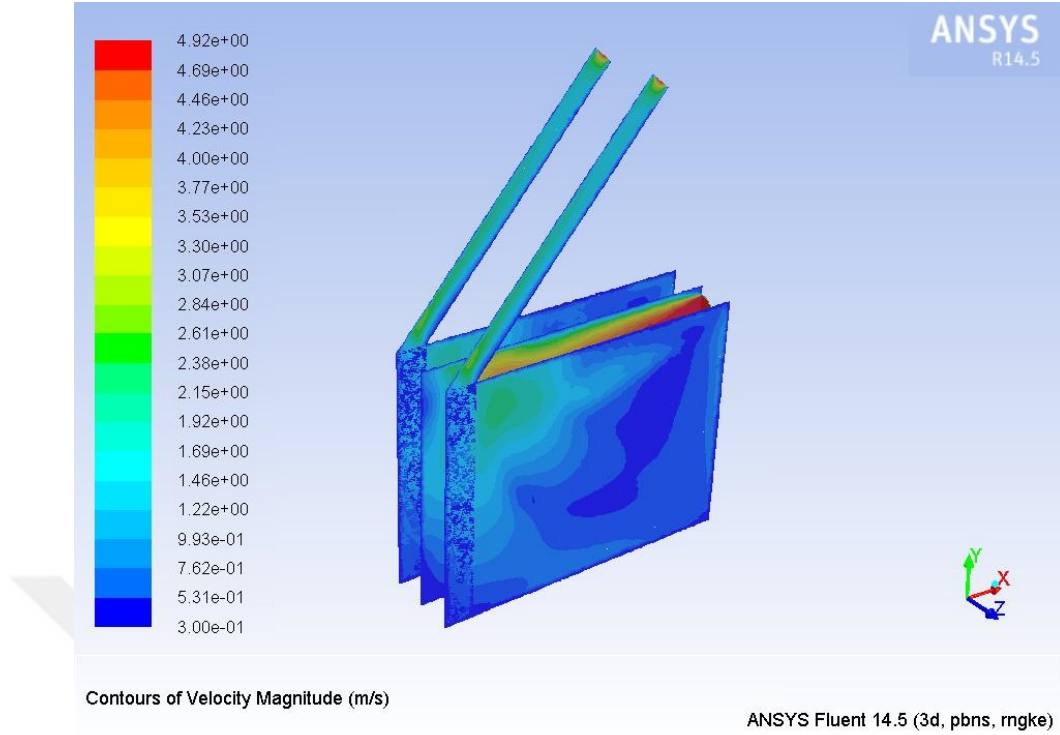
Şekil 5.59.a. Bina içerisindeki hız vektörleri



Şekil 5.59.b. Bina içerisindeki havanın ortalama hız değişimi



Şekil 5.60.a. Güneş bacası ve bina içerisindeki hız vektörleri



Şekil 5.60.b. Güneş bacası ve bina içerisindeki hız dağılımı

5.3.2.2. Güneş Işınımının Sistem Performansına Etkisi

Çalışmada, Elazığ iklim şartları için sistem performansı Solar Load Modül üzerinden girilen konum bilgilerinin Güneş ışıınım değerlerini otomatik olarak hesaplamasıyla gerçekleştirilmiştir. Fakat çevresel şartlar, farklı iklim koşulları veya havanın kapalı ya da açık olması gibi durumlar Güneş ışıınım değerini değiştirebilmektedir. Bu nedenle sayısal çalışmanın farklı Güneş ışıınım değerleri için performansı incelenmiştir. Diğer şartlar değişmemek koşuluyla, Solar Load Modül üzerinden 4 farklı Güneş ışıınım değeri girilerek çözümler yapılmış ve sonuçlar Tablo 5.18’te gösterilmiştir.

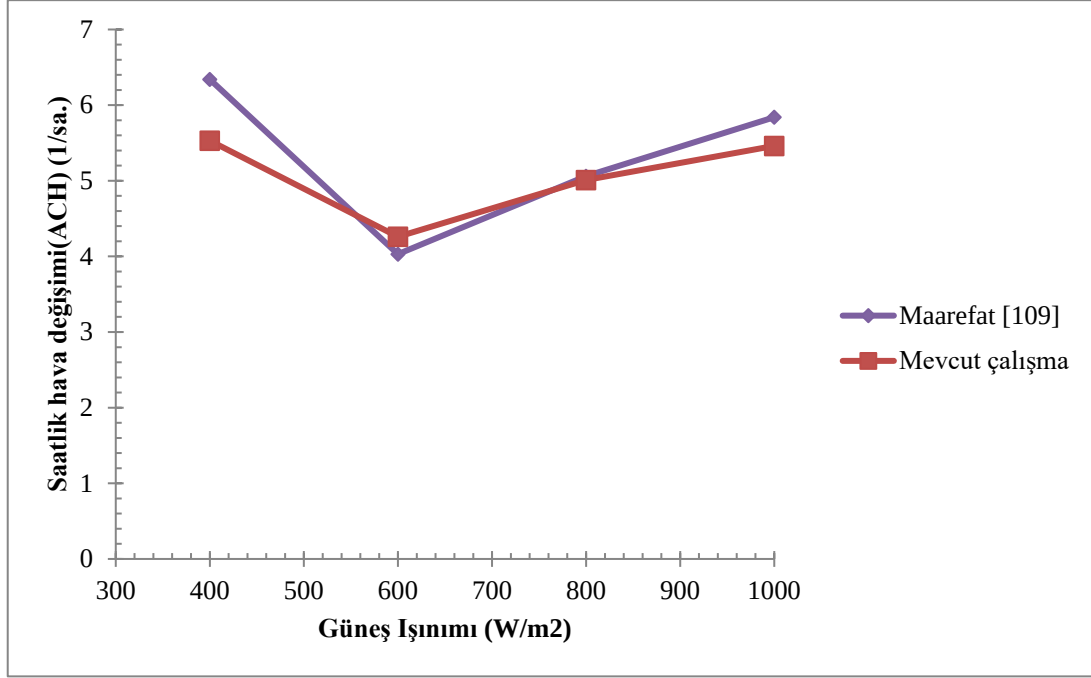
Tablo 5.18. Çeşitli Güneş ışıınım değerleri için sonuçlar

Güneş ışıınımı (W/m^2)	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
100	3.02	303.75
400	5.45	295.78
600	4.72	295.34
800	5.01	295.42
1000	5.23	295.56

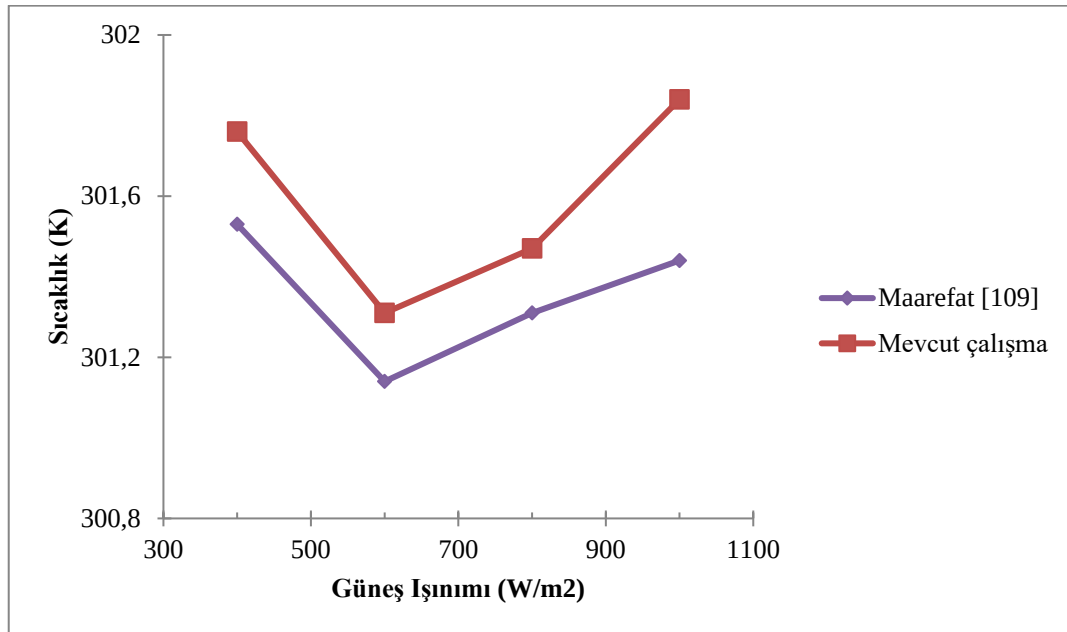
Mevcut çalışma sonuçları Güneş ışıınım değerlerinin verilen değerleri için doğal havalandırmanın baca etkisiyle gerçekleştiğini ve ısı konfor şartlarının sağlandığını

göstermektedir. Güneş ışınlam değeri 100 W/m²'den daha düşük olduğu durumlarda tasarlanan hibrit sistem ısı konforu sağlayamamaktadır.

Farklı Güneş ışınlam değeri için gerçekleştirilen sayısal çalışma, M. Maarefat ve A.P Haghighi'nin [109] yaptıkları çalışmalar ile karşılaştırılmış ve sonuçların iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Şekil 5.61 ve Şekil 5.62 literatürle yapılan bu karşılaştırmaları göstermektedir.



Şekil 5.61. Farklı Güneş ışınlamı için saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması



Şekil 5.62. Farklı Güneş ışınlamı için sıcaklık değişimlerinin literatür ile karşılaştırılması

5.4. Çevre Sıcaklığının Sistem Performansına etkisi

Bu çalışmada çevre sıcaklığı Elazığ iline ait yaz ayları maksimum sıcaklık ortalaması değeri olan 310 K olarak alınmıştır.

Çevre sıcaklığının artmasıyla baca etkisi artmakta ve bu da hava debisinin ve dolayısıyla saatlik hava değişiminin yükselmesine sebep olmaktadır. Bu sebeple, toprak-hava ısı değiştiricisi boyunca bulunan serin ve ağır havanın kontrolünü sağlamak ve basınç düşüşlerini dengeleyebilmek için az sayıda veya küçük ölçekli Güneş bacası sistemi kullanmak gereklidir. Ayrıca sonuçlara göre, bir yapıda çevresel koşullardan kaynaklı yüksek iç hava sıcaklıklarında ısı konforu sağlayabilmek için toprak-hava ısı değiştirici sayısını artırmak gerekmektedir.

Öte yandan Güneş bacası sisteminden kaynaklı baca etkisi ise tam tersi bir etki gösterir ve dış ortam sıcaklığının yükselmesi ile baca etkisi azalmaktadır. Bu koşullarda, havalandırmayı sağlayabilmek için daha fazla Güneş bacası sistemi kullanmak gerekmektedir.

Genel olarak mevcut sonuçlara bakıldığında hibrit sistemin gerekli iç hava sıcaklığını ve havalandırmayı sağladığı görülmektedir. Çözümlemesi yapılan sistemin, çevre sıcaklığının 318 K gibi yüksek olduğu durumlarda dahi ısı konfor koşullarını sağladığı ve sorunsuz çalıştığı tespit edilmiştir. Fakat çevre sıcaklığının 318 K'den yüksek olduğu durumlarda gerekli basınç farkı sağlanamadığından soğutma mevcut sistem için sağlanamamıştır. Bu yüzden maksimum çevre sıcaklığı sınır değerini 318 K olarak belirlemek uygun olacaktır. Bundan daha yüksek çevre sıcaklık değerlerinde, toprak-hava ısı değiştiricisindeki havanın akışını sağlayabilmek için küçük bir fan kullanılarak sistemin çalışması sağlanabilir. Tablo 5.19'de farklı çevre sıcaklıklarının sistem performansına etkisi gösterilmiştir.

Tablo 5.19. Farklı çevre sıcaklıkları için sonuçlar

Çevre sıcaklığı	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
310	5.53	295.48
313	4.12	297.45
318	3.15	302.48
323	Hibrit sistem çalışmamakta ve sonuç elde edilememektedir.	

5.5. Güneş Bacası Eğim Açısının Sistem Performansına Etkisi

Güneş bacasının eğim açısının belirlenmesi için Elazığ ili konum bilgileri ve meteorolojik veriler kullanılmıştır. Bu tür sistemlerde, gelen Güneş ışınlarını en fazla düzeyde yakalayabilmek için bacanın Güneşe dik bir açıyla yerleştirilmesi gerekmektedir. Şöyle ki, Güneşin gökyüzündeki konumunu takip edebilirsek Güneş ışınlarını yakalama oranı da o derece yüksek olur. Fakat bu tür takip sistemleri hem maliyetli hem de mekaniksel ve elektriksel hatalara çok daha fazla yatkındır. Ayrıca, sayısal çalışması yapılan teknoloji, pasif soğutma sistemi olduğu için elektrik tüketimi olan bir parça sisteme dahil edilmemiştir. Bu nedenle, sayısal çalışmada Elazığ ili için en uygun Güneş bacası eğim açısı için çözümler yapılmıştır.

Çalışmada Güneş bacası için farklı eğim açıları, 15°, 30°, 50°, 60° ve 90° incelenmiştir. Sonuçlara bakıldığında Elazığ ili yaz ayları için optimum eğim açısı 50° olarak belirlenmiştir. Değerlendirilen bütün eğim açıları için pasif soğutma, sistem tarafından sağlanabilmektedir. Fakat hava akım hızı her bir değer için farklılık göstermekte bu da hem saatlik hava değişimini hem de iç ortam sıcaklığını doğrudan etkilemektedir. Yapılan çalışmada en düşük hava akımı, Güneş ışınlarını en az düzeyde yakalayabilen 90°'lik eğim açısında meydana gelmiştir. Tablo 5.20 farklı eğim açılarının sistem performansına etkisini göstermektedir.

Tablo 5.20. Farklı eğim açıları için sonuçlar

Eğim açısı (°)	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
15	4.47	296.52
30	5.12	295.89
50	5.53	295.48
60	5.51	295.52
90	3.84	299.45

5.6. Geometrik Modelin Sistem Performansına Etkisi

Çalışmada kullanılan ve sistem performansını etkileyebilecek birçok geometrik boyut vardır. Bunlardan bazıları akış oranında çok küçük değişikliklere sebep olur. Bunlara Güneş bacasının giriş boyutları veya alanı örnek gösterilebilir. Öte yandan, iki önemli geometrik boyut, sistem performansını doğrudan etkilemektedir. Bunlar;

- Güneş bacasının soğurucu yüzey alanı
- Havanın içerisinden geçtiği kanalın yüzey alanı

Bu çalışmada hibrit sistemin performansını etkileyebilecek farklı geometri ve boyutlar incelenmiştir.

Farklı soğurucu yüzey boyutları için yapılan sayısal çalışma sonuçları Tablo 5.21’de verilmiştir. Sonuçlara göre, soğurucu yüzey alanı Güneş bacasının uzunluğunun artmasıyla birlikte artmakta bu da doğal havalandırmanın ve saatlik hava değişiminin (ACH) artmasına sebep olmaktadır.

Tablo 5.21. Farklı soğurucu yüzey uzunlukları için sonuçlar

Soğurucu yüzey uzunluğu (m)	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
3.0	4.74	295.21
4.0	5.53	295.48
5.0	7.24	296.03
6.0	8.25	296.74

Sabit bir soğutma kaynağının olması sebebiyle, yüksek havalandırma oranı iç ortamın hava sıcaklığını da artırmaktadır. Bu sebeple, ısıl konforun sağlanabilmesi için toprak altına gömülü boruların sayısının artırılması gerekmektedir. Gömülü boruların yanal alanı sistem için ısı değiştirgeci görevi görmektedir. Genellikle daha fazla soğutma alanı sistem performansını doğrudan etkiler ve daha fazla soğutma etkisi sağlar. Fakat soğutma alanının artması saatlik hava değişim oranını düşürmektedir. Bu yüzden optimum kanal alanının belirlenmesi önemlidir. Soğutma alanını artırmak için boru çapı veya kanal uzunluğunun artırılması gerekmektedir. Tablo 5.22’de, toprak-hava ısı değiştiricisi uzunluklarının sistem performansı üzerindeki etkilerini göstermektedir. Yapılan bu çalışma sonuçlarına bakıldığında, 25 m’den az toprak-hava ısı değiştirici uzunluklarında sistemin verimli çalışmadığı gözlenmiş ve bu nedenle boru uzunluğu 25 m olarak belirlenmiştir.

Tablo 5.22. Farklı kanal uzunlukları için sonuçlar

Kanal uzunluğu (m)	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
10	7.25	297.42
15	7.03	296.84
20	6.56	296.04
25	5.53	295.48
30	5.24	296.03
40	3.56	296.74

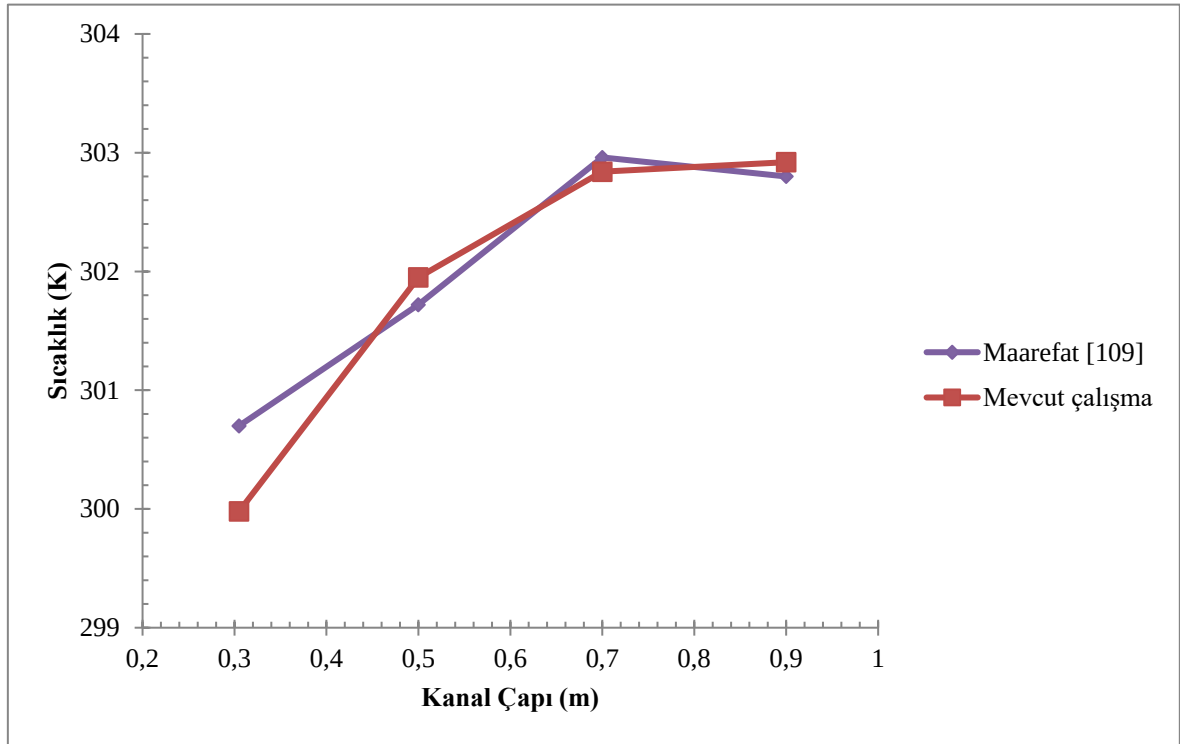
Farklı boru çaplarına göre elde edilen sonuçlar Tablo 5.23’de gösterilmiştir. Yapılan karşılaştırma ile boru çapının 0.305 m olduğu durumda minimum sayıda Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi ihtiyacı doğmuştur. Bu sebeple yapılan bu çözümlemelerde boru

çapı sabit 0.305 m kabul edilmiş ve toprak-hava değıştircisi için yanal alanı etkileyen boru uzunluğu kademe kademe artırılmıştır.

Tablo 5.23. Farklı kanal çapları için sonuçlar

Kanal çapı (m)	Saatlik hava değışimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
0.305	5.53	295.48
0.5	7.01	296.04
0.7	8.14	297.44
0.9	8.42	298.92

Farklı kanal çapları için yapılan çalışma sonuçlarının literatürle karşılaştırılması Şekil 5.63'te gösterilmiştir.



Şekil 5.63. Farklı kanal çapları için sıcaklık değışimlerinin literatür ile karşılaştırılması

5.7. Hava Giriş Yüksekliklerinin Sistem Performansına Etkisi

Sayısal çalışmada, bina içerisine hava girişı toprak-hava ısı değıştircisi vasıtasıyla sağlanmaktadır. Toprak-hava ısı değıştircisi çıkışı, odanın tabanından itibaren 3 metre yukarıda olacak şekilde tasarlanmıştır. Yapılan çözümlemeler ve çalışmalar neticesinde bu yüksekliğin sistem performansı için en uygun değeri olduğu söylenebilir. Tablo 5.24 farklı hava giriş yükseklikleri için sonuçları göstermektedir.

Tablo 5.24. Farklı hava giriş yükseklikleri için sonuçlar

Hava giriş yüksekliği (m)	Saatlik hava değişimi (ACH) (1/sa.)	İç ortam sıcaklığı (K)
1.0	3.23	297.74
2.0	7.15	298.23
3.0	5.53	295.48

Hava giriş yüksekliğinin 3 metre olması durumunda, doğal havalandırmanın sağlanabilmesi için optimum saatlik hava değişim oranı sağlanmaktadır. Bu değerden daha düşük değerlerde ise ısı konfor şartları için saatlik hava değişim oranı 1 metre için alt sınır ve 2 m için ise üst sınır değerlerinde tespit edilmiştir. 2 m yükseklikte hava girişi, Güneş bacası çıkışına yakın olduğundan etkili bir hava akımı gerçekleşmekte ve soğuk hava bina içerisinde çok fazla kalmadan baca etkisiyle ortamdan atılmaktadır.

Tablo 5.25 - Tablo 5.27, farklı Güneş ışınlamaları, Güneş bacası yüksekliği ve baca giriş ölçülerindeki çalışmaların, yine aynı koşullarda Mathur ve diğ. [56] ve R. Bassiouny ve Nader S.A. Koura'nın [63] yapmış oldukları deneysel, teorik ve sayısal çalışmalar ile karşılaştırılmasını göstermektedir. Nicel karşılaştırma yapıldığında, bu çalışmanın Mathur ve arkadaşlarının yapmış olduğu deneysel çalışma ile benzerlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca yapılan çalışma sonuçlarının, sayısal ve teorik çalışma sonuçlarıyla neredeyse aynı değerleri verdiği tespit edilmiştir.

Tablo 5.25. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 300 W/m²)

Soğurucu yüzey yüksekliği (m)	Hava giriş yüksekliği-b (m)	Hava kanalı aralığı (m)	Baca yüksekliği (m)	Saatlik hava değişimi(ACH) (1/sa.) (Güneş Işınımı: 300 W/m ²)				Çevre sıcaklık aralığı (K)
				Mathur ve diğ., deneysel [56]	Mathur ve diğ, teorik [56]	Bassiouny, sayısal [63]	Mevcut çalışma	
0.9	0.1	0.1	0.95	2.0	2.497	2.249	2.321	298-300
	0.1	0.2		2.80	2.949	2.650	2.735	297-299
	0.1	0.3		2.40	2.704	2.760	2.695	294-296
0.8	0.2	0.1	0.9	2.66	2.608	2.535	2.623	297-300
	0.2	0.2		4.53	3.633	3.480	3.543	300-306
	0.2	0.3		5.33	4.054	3.891	3.950	298-304
0.7	0.3	0.1	0.85	3.2	2.406	2.515	2.451	297-305
	0.3	0.2		4	3.619	3.705	3.651	296-298
	0.3	0.3		4.173	4.173	4.375	4.221	295-302

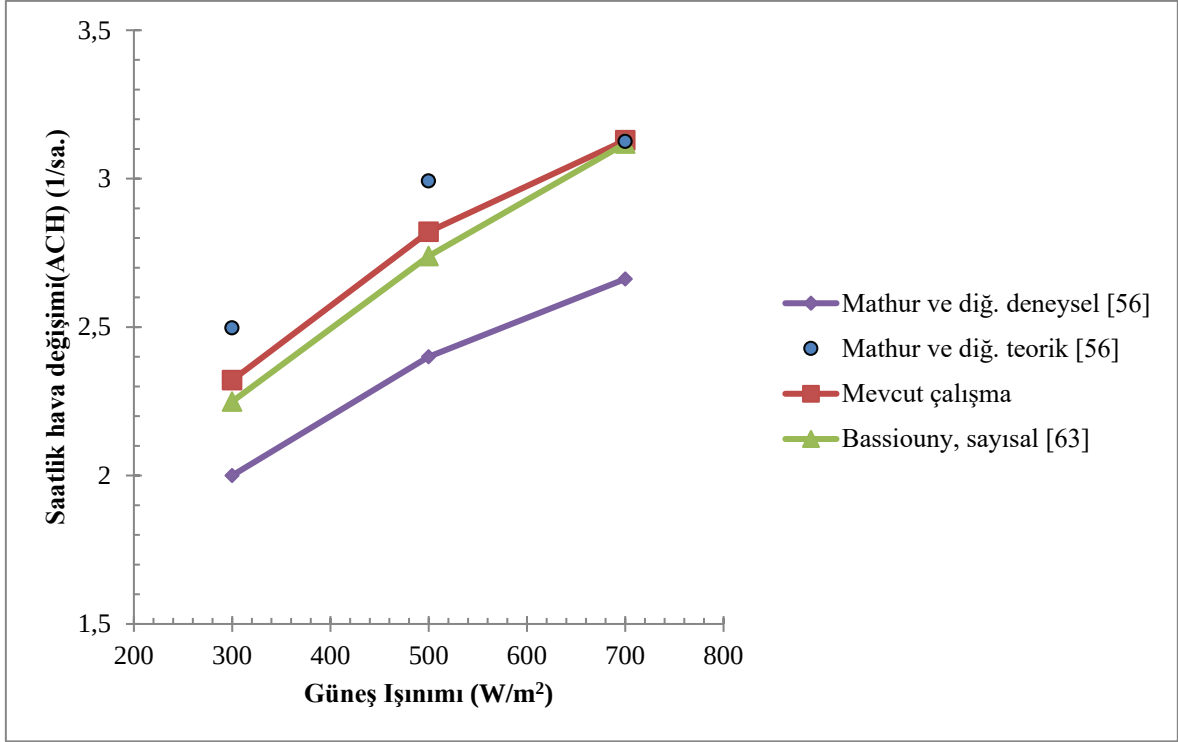
Tablo 5.26. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 500 W/m²)

Soğurucu yüzey yüksekliği (m)	Hava giriş yüksekliği-b (m)	Hava kanalı aralığı (m)	Baca yüksekliği (m)	Saatlik hava değişimi(ACH) (1/sa.) (Güneş Işınımı: 500 W/m ²)				Çevre sıcaklık aralığı (K)
				Mathur ve diğ., deneysel [56]	Mathur ve diğ., teorik [56]	Bassiouny, sayısal [63]	Mevcut çalışma	
0.9	0.1	0.1	0.95	2.4	2.992	2.739	2.821	298-300
	0.1	0.2		2.0	3.392	3.227	3.251	297-299
	0.1	0.3		2.66	3.461	3.361	3.380	294-296
0.8	0.2	0.1	0.9	2.93	3.067	3.086	3.102	297-300
	0.2	0.2		4.26	4.049	4.233	4.145	300-306
	0.2	0.3		4.53	4.895	4.732	4.730	298-304
0.7	0.3	0.1	0.85	4	3.09	3.060	3.085	297-305
	0.3	0.2		5.2	4.205	4.503	4.413	296-298
	0.3	0.3		4.8	5.16	5.316	5.258	295-302

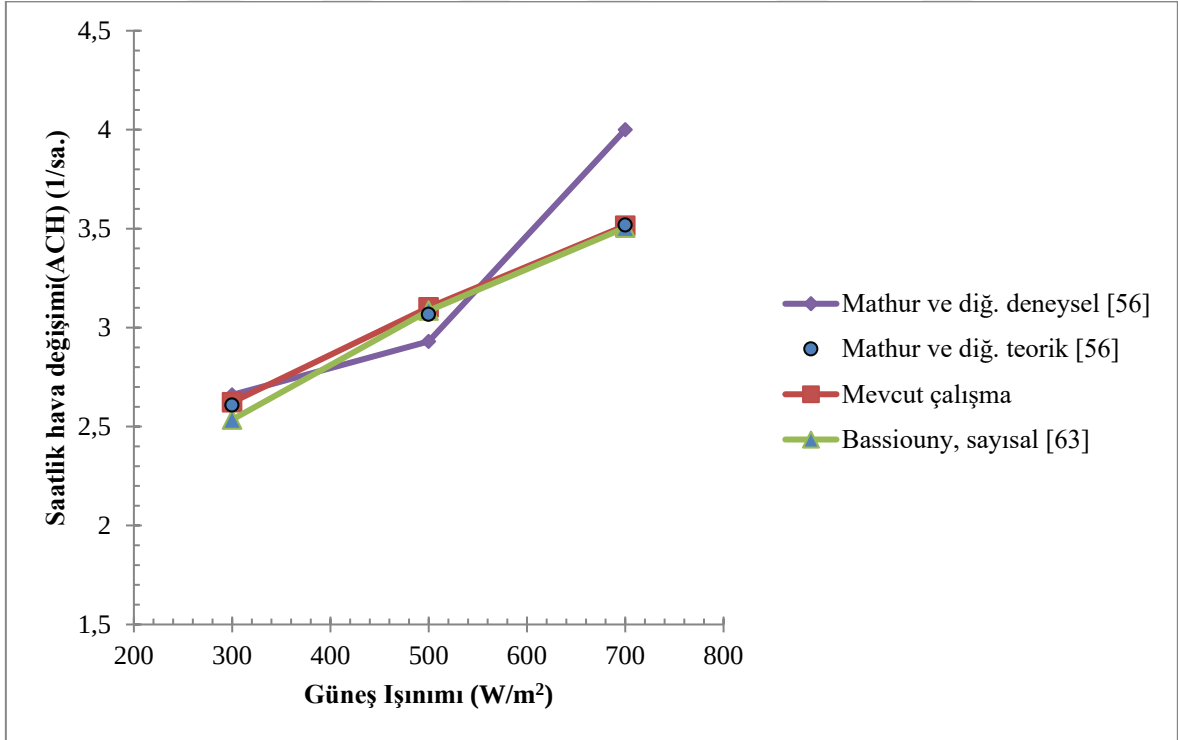
Tablo 5.27. Saatlik hava değişim sonuçlarının literatür ile karşılaştırılması (Güneş Işınımı: 700 W/m²)

Soğurucu yüzey yüksekliği (m)	Hava giriş yüksekliği (m)	Hava kanalı aralığı (m)	Baca yüksekliği (m)	Saatlik hava değişimi(ACH) (1/sa.) (Güneş Işınımı: 700 W/m ²)				Çevre sıcaklık aralığı (K)
				Mathur ve diğ., deneysel [56]	Mathur ve diğ., teorik [56]	Bassiouny, sayısal [63]	Mevcut çalışma	
0.9	0.1	0.1	0.95	2.662	3.125	3.118	3.129	298-300
	0.1	0.2		3.73	3.879	3.671	3.754	297-299
	0.1	0.3		2.93	3.671	3.824	3.801	294-296
0.8	0.2	0.1	0.9	4.0	3.518	3.505	3.515	297-300
	0.2	0.2		3.73	4.688	4.806	4.802	300-306
	0.2	0.3		5.33	5.175	5.373	5.296	298-304
0.7	0.3	0.1	0.85	4.4	3.524	3.475	3.508	297-305
	0.3	0.2		5.2	4.942	5.112	5.019	296-298
	0.3	0.3		5.6	5.81	6.033	5.956	295-302

Sayısal çalışma sonuçlarına ait saatlik hava değişim (1/sa.) dağılımları, farklı Güneş ışıını değeriinde grafiksel olarak Şekil 5.64 ve Şekil 5.65'te verilmiştir. Sonuç olarak, karşılaştırılan çalışmalar ile mevcut saatlik hava değişim oranları arasında iyi bir uyum olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.64. Mevcut çalışma sonuçlarının Güneş ışınlımına göre literatürle karşılaştırılması (Hava giriş yüksekliği 0.1 m, Hava kanalı aralığı 0.1 m)



Şekil 5.65. Mevcut çalışma sonuçlarının Güneş ışınlımına göre literatürle karşılaştırılması (Hava giriş yüksekliği 0.2 m, Hava kanalı aralığı 0.1 m)

6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştirici sisteminin birlikte kullanıldığı bir pasif soğutma sistemi, Elazığ ilinde bulunan bir binanın yaz aylarındaki iklim şartları için incelenmiştir. Yapılan çalışma ile sistem performansının, Güneş ışıınımı, çevre sıcaklığı, Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisinin geometrik modeli ve kurulumu gibi faktörlere bağlı olduğu tespit edilmiş ve literatürle karşılaştırmalar yapılarak optimum değerler elde edilmiştir.

Yapılan bu hibrit sistemin, doğal havalandırmalı binalar için belirlenen Isıl Konfor Standartları dikkate alındığında, iç ortam havasının iyileştirilmesi ve soğutulması adına faydalı olduğu söylenebilir.

6.1. Toprak-Hava Isı Değiştiricisi

Toprak-hava ısı değiştiricisi ısıl performansını ölçmek için 1 metre toprak derinliğinde, farklı kanal malzemeleri (PVC, çelik (%0.5 C)) kullanılarak, Reynolds sayısının farklı değerleri ($Re = 5 \times 10^3$, 10^4 , 15×10^3 , 2×10^4 , 4×10^4 , 6×10^4 , 10^5) için çözümlemeler gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çözümlemeler de kanal çıkışlarında en fazla sıcaklık düşüşü Reynolds sayısının en küçük değeri olan 5×10^3 değerinde, en az sıcaklık düşüşü ise Reynolds sayısının en büyük değeri olan 10^5 değerinde gerçekleşmiştir. PVC kanala 310 K sıcaklığında giren hava, Reynolds sayısının 5×10^3 ve 10^5 değerlerinde kanal çıkışında sırasıyla 296.56 K ve 299.16 K olarak tespit edilmiştir. Benzer şekilde çelik (%0.5 C) kanal ele alındığında, aynı Reynolds değerleri için, kanal çıkışındaki hava sıcaklıkları sırasıyla 296.56 K ve 299.10 K olarak bulunmuştur.

Etkili bir pasif soğutma için, kanal malzemesi olarak PVC belirlenmiş ve Reynolds sayısının 4×10^4 ve 6×10^4 değerleri optimum aralık olarak tespit edilmiştir. Söz konusu Reynolds değerleri için, kanal çıkışındaki hava sıcaklıkları 297.83 K ve 298.29 K olarak elde edilmiştir.

Öte yandan çalışmada kullanılan farklı kanal malzemeleri arasında kanal uzunluğu boyunca, kayda değer bir sıcaklık düşüşü farkı olmadığından kanal malzeme cinsi ısıl performansı önemli ölçüde etkilememiştir.

6.2. Güneş Bacası

Farklı hava kanalı derinliklerinde binadaki sıcaklık ve basınç farkları için çözümlemeler yapılmıştır. Güneş bacası hava kanalı aralığının 2.54 cm olduğu durum ele alındığında; hava akışı ve dolayısıyla pasif soğutma gerçekleşmemiş ve ısınan hava baca etkisi ile verimli bir şekilde yukarı çıkamamaktadır. Bu da hava akımının bina içerisindeki yüzeylere çarparak geri dönmesine sebep olmaktadır. Hava akımları baca alt kısmındaki açıklıkta yoğunlaşmış ve burada yüksek hızlara ulaşmıştır.

Hava kanalı aralığının 7.62 cm olduğu durum ele alındığında; havanın baca girişinden geçerek yukarı yönlü hareketini verimli bir şekilde gerçekleştirildiği görülmektedir. Baca çıkışında hava hızı maksimuma ulaşmıştır. Bu tasarımda, doğal havalandırma için hava akışı performansının yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu sayede ısınan hava bina içerisine hapsolmayıp, baca etkisiyle Güneş bacası üst açıklığından atılmaktadır. Sistem içerisinde maksimum sıcaklık yine Güneş bacası üst açıklığında gözlemlenmiştir. Güneş bacası giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkı yaklaşık 64.1 K olarak tespit edilmiştir.

Benzer şekilde hava kanalı aralığının 12.7 cm olduğu durum ele alındığında; baca içerisindeki hava akımı doğal havalandırma için beklenen düzeyden yüksek olarak tespit edilmiştir. Bina içerisine gelen soğuk hava doğrudan baca alt çıkışına yönelmekte ve Güneş bacasındaki ısının da etkisiyle ısınarak dışarı atılmaktadır. Böylece iç ortamda çok fazla kalamayan serin hava gerekli soğutmayı sağlayamamaktadır. Öte yandan bu sistemin, bina sakinleri için devamlı temiz hava sağladığı söylenebilir.

Hava giriş hızı doğal havalandırmanın etkili bir biçimde gerçekleşmesini sağlayan önemli parametrelerden biridir bu sebeple farklı hava giriş hızları için çözümlemeler yapılmıştır. Hava giriş hızının 2 m/s ($Re = 4 \times 10^4$) olduğu durum ele alındığında; doğal havalandırmanın sağlanmasında yeterli görülmektedir. Bina içerisindeki ortalama sıcaklık değeri ısı konfor şartlarını yerine getirecek şekilde 296 K-300 K arasında değişmektedir.

Hava hızının 1 m/s ($Re = 2 \times 10^4$) olduğu durumda; hava hareketinin sağlandığı görülmüş fakat mevcut çalışma şartlarında doğal havalandırmanın gerçekleşebilmesi için sınır değer olarak kabul edilmiştir.

Hava hızının 0.5 m/s ($Re = 10^4$) olduğu durumda ise; iç ortama gelen hava, hızını baca alt çıkışına ulaşmadan kaybetmektedir. Baca boyunca hava hızı ortalaması 0.2 m/s – 0.27 m/s arasında değişmektedir. Pasif soğutma gerçekleşmemiştir.

6.3. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrit Sistemi

Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi hibrit sisteminin, mevcut koşullar altındaki bir bina veya iç mekan için ısıl konforu sağladığı ve sıcaklığın ortalama 295.48 K civarında tutulduğu görülmektedir. Ayrıca, sistem içindeki hava akışı, devamlı bir sirkülasyon içinde olduğundan temiz hava olarak kalmakta ve soğutulan yapı için ferah bir ortam sağlanmaktadır. Saatlik hava değişim (ACH) değeri 5.53 1/sa. olarak bulunmuştur. Bu değer doğal havalandırmanın kullanıldığı binalar için gerekli aralık olan 3 -7 arasında yer almaktadır.

Sayısal çalışmada, farklı Güneş ışınlam ve çevre sıcaklık değerlerinin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu çalışma ile sistemin, ısıl konfor şartlarının sağlanmasının zor olduğu yüksek dış ortam sıcaklığı ve yüksek soğutma ihtiyacı durumlarında dahi uygun tasarım ve kurulum ile sorunsuz çalıştığı görülmektedir. Hibrit sistemin 100 W/m² gibi düşük Güneş ışınlamı ve 318 K gibi yüksek çevre sıcaklıkları şartlarında dahi pasif soğutma sağladığı gözlemlenmiştir.

Çalışmada kullanılan ve sistem performansını etkileyebilecek birçok geometrik boyut bulunmaktadır. Sonuçlara göre, soğurucu yüzey alanı, Güneş bacasının uzunluğunun artmasıyla birlikte artmakta bu da doğal havalandırmanın ve saatlik hava değişiminin artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca, sistem için daha uzun Güneş bacası kullanılması gerekli olan Güneş bacası miktarını azaltsa da soğutma sağlamak için etkisiz kalmaktadır. Böyle bir durumda iç ortam sıcaklığını düşürebilmek ve ısıl konforu sağlayabilmek adına daha fazla gömülü ısı değiştirgeci kullanmak gerekir.

Toprak-hava ısı değiştiricisi için en uygun boru çapı 0.305 m olarak saptanmıştır. Bu çaptaki boru kullanımı ile hibrit sistemdeki Güneş bacası ve toprak-hava ısı değiştiricisi sayısı en aza indirilmiştir. Ayrıca, gerekli soğutmanın sağlanabilmesi için toprak-hava ısı değiştiricisinin optimum kanal uzunluğu 25 m olarak tespit edilmiştir.

Hava giriş yüksekliğinin 3 metre ve Güneş bacası eğim açısı 50° olması durumunda, doğal havalandırmanın sağlanabilmesi için optimum saatlik hava değişim oranı ve iç ortam sıcaklığı elde edilmiştir.

6.4. Öneriler

Pasif soğutma sistemleri, sıcak iklimlerde ve yaz aylarında binalar ve yerel kullanımlar için ısı konfor sağlamaktadır. Ayrıca, soğutmada kullanılan enerji miktarını en aza indirerek, ekonomik açıdan katkıda bulunmaktadır. Doğal kaynakların korunması adına kullanılan bu sistemlerle birlikte CO₂ salınımını minimum değerlere indirilebilir. Dolayısıyla bu çalışma alanı üzerinde önemle durulmalıdır. Bu çalışmada iki ayrı pasif soğutma sistemi kullanılarak sistem performansının artırılması sağlanmıştır. Daha ileriki çalışmalarda bu sisteme ek bir pasif veya aktif sistem eklenerek farklı çalışmalar incelenebilir. Ayrıca farklı aktif ve pasif sistemler ile çeşitli hibrit sistemler oluşturulup verimleri incelenebilir. Literatürde olmayan farklı geometrik modeller çalışılarak literatüre kazandırılabilir. Yapılan sayısal çalışma, mevcut iklim şartlarında deneysel olarak gerçekleştirilerek günümüzde kullanılan binalara uygulanabilir hale getirilebilir. Bu sayede yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıldığı bu tarz pasif soğutma sistemleri yeni bir sektör haline gelebilir.

7. KAYNAKLAR

- [1] **Li Z., Sumathy K.** 2000. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **4**: 267–93.
- [2] **Rüzgar Enerjisi Tanımı ve Uygulamaları**, ‘<http://www.enerji.net.tr>’ , 10 Ocak 2014.
- [3] **Geetha N., Velraj R.** 2012. Passive cooling methods for energy efficient buildings with and without thermal energy storage—A review. *Energy Educ. Sci. Technol. Part A Energy Sci. Res.* **29**: 913–46.
- [4] **IEA (International Energy Agency).** 2007. Renewables for heating and cooling. *Technology* : 1–210.
- [5] **IEA.** 2007. World Energy Outlook 2007: China and India Insights.
- [6] **Santamouris M.** 1990 Horizontal study on passive cooling, CEC-Building 2000 project, Chapter 1, organized by DG 12, European Commission, pp. 1–7.
- [7] **Kalkan N., Dağtekin İ.** 2016. Güneş Bacası ve Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Hibrid Sisteminin Pasif Soğutma Amaçlı Kullanılması. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 5(1).
- [8] **Vail J., Passive solar & independence** ‘<http://www.jeffvail.net/2005/06/passive-solar-independence.html>’, 15 Mart 2015.
- [9] **Brager, G.S. and de Dear, R.** 2000. A standard for natural ventilation. *ASHRAE journal*, 42(10), p.21.
- [10] **Chan H-Y., Riffat SB., Zhu J.** 2010. Review of passive solar heating and cooling technologies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **14**: 781–9.
- [11] **Kalkan N., Dagtekin I.** 2015. CFD Analysis of Passive Cooling Building by Using Solar Chimney System. *World Acad. Sci. Eng. Technol.* **9**: 1781–4.
- [12] **Chungloo S., Limmeechokchai B.** 2007. Application of passive cooling systems in the hot and humid climate: The case study of solar chimney and wetted roof in Thailand. *Build. Environ.* **42**: 3341–51.
- [13] **Ong KS., Chow CC.** 2003. Performance of a solar chimney. *Sol. Energy* **74**: 1–17.
- [14] **Gan G.** 2006. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy Build.* **38**: 410–20.
- [15] **Li A., Jones P., Zhao P., Wang L.** 2004. Heat Transfer and Natural Ventilation Airflow Rates from Single-sided Heated Solar Chimney for Buildings. : 233–8.
- [16] **Hirunlabh J., Kongduang W., Namprakai P., Khedari J.** 1999. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. *Renew. Energy* **18**: 109–19.

- [17] **Juanicó L.** 2008. A new design of roof-integrated water solar collector for domestic heating and cooling. *Sol. Energy* **82**: 481–92.
- [18] **Zhai XQ., Dai YJ., Wang RZ.** 2005. Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors. *Appl. Therm. Eng.* **25**: 741–57.
- [19] **Khedari J., Mansirisub W., Chaima S., Pratinthong N., et al.** 2000. Field measurements of performance of roof solar collector. *Energy Build.* **31**: 171–8.
- [20] **Zamora, B. and Kaiser, A.S.,** 2009. Thermal and dynamic optimization of the convective flow in Trombe Wall shaped channels by numerical investigation. *Heat and Mass Transfer*, 45(11), pp.1393-1407.
- [21] **Stazi F., Mastrucci A., Di Perna C.** 2012. The behaviour of solar walls in residential buildings with different insulation levels: An experimental and numerical study. *Energy Build.* **47**: 217–29.
- [22] **Saadatian O., Sopian K., Lim CH., Asim N., et al.** 2012. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **16**: 6340–51.
- [23] **Llovera J., Potau X., Medrano M., Cabeza LF.** 2011. Design and performance of energy-efficient solar residential house in Andorra. *Appl. Energy* **88**: 1343–53.
- [24] **Koyunbaba BK., Yilmaz Z., Ulgen K.** 2013. An approach for energy modeling of a building integrated photovoltaic (BIPV) Trombe wall system. *Energy Build.* **67**: 680–8.
- [25] **Shen J., Lassue S., Zalewski L., Huang D.** 2007. Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls. *Energy Build.* **39**: 962–74.
- [26] **Onbasioglu H., Egrican AN.** 2002. Experimental approach to the thermal response of passive systems. *Energy Convers. Manag.* **43**: 2053–65.
- [27] **Gan G.** 1998. A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings. *Energy Build.* **27**: 37–43.
- [28] **Jie J., Hua Y., Gang P., Bin J., et al.** 2007. Study of PV-Trombe wall assisted with DC fan. *Build. Environ.* **42**: 3529–39.
- [29] **Solar Wall**, How solarwall technology works to provide fresh air and free heat, ‘<http://solarwall.com/en/products/solarwall-air-heating/how-solarwall-works.php>’, 12 Mart 2014.
- [30] **Cali A, Kutscher CF, Dymond CS, Pfluger R, Hollick J, Kokko J, et al.** 1999, A report of Task 14 Air Systems Working Group: low cost high performance solar airheating systems using perforated absorbers. Washington: International Energy Agency (IEA), Report.
- [31] **Laboratory The National Renewable Energy.** 1998, Transpired collectors (solar preheaters for outdoor ventilation air). Washington: The U.S Department of Energy.
- [32] **Transpired Solar Air Collector**, ‘<http://re.energybel.by/en/solar-energy-overview/>’,

15 Mart 2014.

- [33] **Cali, A., Kutscher, C.F., Dymond, C.S., Pfluger, R., Hollick, J., Kokko, J. and MCCLENAHAN, D.**, 1999. Low cost, high performance solar air-heating systems using perforated absorbers. Washington: IEA1999. Report No.: SHC, 14.
- [34] **Hollick JC.** 1994. Unglazed solar wall air heaters. *Renew. Energy* **5**: 415–21.
- [35] **Hollick JC.** 1996. World's largest and tallest solar recladding. *Renew. energy* **9**: 703–7.
- [36] **Hollick JC.** 1998. Solar cogeneration panels. *Renew. energy* **15**: 195–200.
- [37] **Awbi Hazim B.** 1998, Chapter 7—Ventilation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2**:157–88.
- [38] **Dimoudi A., Androutsopoulos A., Lykoudis S.** 2006. Summer performance of a ventilated roof component. *Energy Build.* **38**: 610–7.
- [39] **Dimoudi A., Lykoudis S., Androutsopoulos A.** 2006. Thermal performance of an innovative roof component. *Renew. Energy* **31**: 2257–71.
- [40] **Çakmanus, İ. and Böke, A.** 2001. Binaların Güneş Enerjisi İle Pasif Isıtılması ve Soğutulması. *Yapı Dergisi*, **235**, pp.83-88.
- [41] **Kalkan N., Dağtekin I.** 2016. Passive Solar Techniques to Improve Thermal Comfort and Reduce Energy Consumption of Domestic Use. *World Acad. Sci. Eng. Technol. Int. J. Electr. Comput. Energ. Electron. Commun. Eng.* **10**: 432–7.
- [42] **Stack Ventilation and Bernoulli's principle**
'<http://sustainabilityworkshop.autodesk.com/buildings/stack-ventilation-and-bernoullis-principle>', 12 Mayıs 2016.
- [43] **Tyagi VV., Buddhi D.** 2007. PCM thermal storage in buildings: A state of art. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **11**: 1146–66.
- [44] **Onishi J., Soeda H., Mizuno M.** 2001. Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system. *Renew. Energy* **22**: 61–6.
- [45] **Angelis N.** 2006. Solar Chimney, CAD model (in TAS) used to investigate solar chimney performance.
- [46] **Zhai XQ., Song ZP., Wang RZ.** 2011. A review for the applications of solar chimneys in buildings. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **15**: 3757–67.
- [47] **Kalkan N. and Dağtekin I.** 2015. Passive cooling technology by using solar chimney for mild or warm climates. *Thermal Science*, pp.168.
- [48] **Mathur R.** 1994. A Study of Solar Chimney Assisted Wind Tower System for Natural Ventilation in Buildings.
- [49] **Gan G., Riffat SB.** 1998. A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery. *Appl. Therm. Eng.* **18**: 1171–87.

- [50] **Hamdy IF., Fikry MA.** 1998. Passive solar ventilation. *Renew. Energy* **14**: 381–6.
- [51] **Khedari J., Boonsri B., Hirunlabh J.** 2000. Ventilation impact of a solar chimney on indoor temperature fluctuation and air change in a school building. *Energy Build.* **32**: 89–93.
- [52] **Afonso C., Oliveira A.** 2000. Solar chimneys: Simulation and experiment. *Energy Build.* **32**: 71–9.
- [53] **Chen ZD., Bandopadhyay P., Halldorsson J., Byrjalsen C., et al.** 2003. An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux. *Build. Environ.* **38**: 893–906.
- [54] **Zhai XQ., Dai YJ., Wang RZ.** 2005. Experimental investigation on air heating and natural ventilation of a solar air collector. *Energy Build.* **37**: 373–81.
- [55] **Heras MR., Jiménez MJ., San Isidro MJ., Zarzalejo LF., et al.** 2005. Energetic analysis of a passive solar design, incorporated in a courtyard after refurbishment, using an innovative cover component based in a sawtooth roof concept. *Sol. Energy* **78**: 85–96.
- [56] **Mathur J., Bansal NK., Mathur S., Jain M., et al.** 2006. Experimental investigations on solar chimney for room ventilation. *Sol. Energy* **80**: 927–35.
- [57] **Chantawong P., Hirunlabh J., Zeghmatti B., Khedari J., et al.** 2006. Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls. *Sol. Energy* **80**: 288–97.
- [58] **Mathur J., Mathur S., Anupma.** 2006. Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation. *Energy Build.* **38**: 1156–63.
- [59] **Miyazaki T., Akisawa A., Kashiwagi T.** 2006. The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate. *Renew. Energy* **31**: 987–1010.
- [60] **Thong, T.B., Quaen, L.M. and Seng, O.K.,** 2007. Simulations of Flow in a Solar Roof Collector Driven by Natural Convection. In 16th Australasian Fluid Mechanics Conference (AFMC) (pp. 667-670). School of Engineering, The University of Queensland.
- [61] **Harris DJ., Helwig N.** 2007. Solar chimney and building ventilation. *Appl. Energy* **84**: 135–46.
- [62] **Sakonidou EP., Karapantsios TD., Balouktsis AI., Chassapis D.** 2008. Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow. *Sol. Energy* **82**: 80–94.
- [63] **Bassiouny R., Koura NSAA.** 2008. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. *Energy Build.* **40**: 865–73.
- [64] **Chungloo S., Limmeechokchai B.** 2009. Utilization of cool ceiling with roof solar chimney in Thailand: The experimental and numerical analysis. *Renew. Energy* **34**: 623–33.
- [65] **Arce J., Jiménez MJ., Guzmán JD., Heras MR., et al.** 2009. Experimental study

- for natural ventilation on a solar chimney. *Renew. Energy* **34**: 2928–34.
- [66] **Baharvand, E.** 2010, 'How to model a wall solar chimney.' Complexity and predictability, Master Final Thesis, Department of Architecture, Building and Planning, Technical University of Eindhoven.
 - [67] **Wei D., Qirong Y., Jincui Z.** 2011. A study of the ventilation performance of a series of connected solar chimneys integrated with building. *Renew. Energy* **36**: 265–71.
 - [68] **Wang, L.**, 2012. Design of double skin (envelope) as a solar chimney: Adapting natural ventilation in double envelope for mild or warm climates (University of Southern California).
 - [69] **Tan AYK., Wong NH.** 2012. Natural ventilation performance of classroom with solar chimney system. *Energy Build.* **53**: 19–27.
 - [70] **Tan, A.Y.K. and Wong, N.H.**, 2013. Parameterization studies of solar chimneys in the tropics. *Energies*, 6(1), pp.145-163.
 - [71] **Jianliu X., Weihua L.** 2013. Study on solar chimney used for room natural ventilation in Nanjing. *Energy Build.* **66**: 467–9.
 - [72] **Khanal R., Lei C.** 2014. An experimental investigation of an inclined passive wall solar chimney for natural ventilation. *Sol. Energy* **107**: 461–74.
 - [73] **Al-Kayiem HH., K.v. S., Gilani SIUH.** 2014. Mathematical analysis of the influence of the chimney height and collector area on the performance of a roof top solar chimney. *Energy Build.* **68**: 305–11.
 - [74] **Tan AYK., Wong NH.** 2014. Influences of ambient air speed and internal heat load on the performance of solar chimney in the tropics. *Sol. Energy* **102**: 116–25.
 - [75] **Khanal R., Lei C.** 2014. A scaling investigation of the laminar convective flow in a solar chimney for natural ventilation. *Int. J. Heat Fluid Flow* **45**: 98–108.
 - [76] **Kasaeian A., Ghalamchi M., Ghalamchi M.** 2014. Simulation and optimization of geometric parameters of a solar chimney in Tehran. *Energy Convers. Manag.* **83**: 28–34.
 - [77] **Hollmuller P., Lachal B.** 2001. Cooling and preheating with buried pipe systems: Monitoring, simulation and economic aspects. *Energy Build.* **33**: 509–18.
 - [78] **Taşdelen, F.**, 2015. Bir binanın termal konforunu sağlamak için tasarlanan toprak-hava işi değiştiricisinin bilgisayar destekli analizi. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi.
 - [79] **Santamouris M., Mihalakakou G., Asimakopoulos DN.** 1997. On the coupling of thermostatically controlled buildings with ground and night ventilation passive dissipation techniques. *Sol. Energy* **60**: 191–7.
 - [80] **Krarti M., Kreider JF.** 1996. Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel. *Energy Convers. Manag.* **37**: 1561–74.
 - [81] **Hollmuller P.** 2003. Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-

- shifting in air/soil heat-exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.* **46**: 4303–17.
- [82] **Al-Ajmi F., Loveday DL., Hanby VI.** 2006. The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Build. Environ.* **41**: 235–44.
- [83] **Kumar R., Kaushik SC., Garg SN.** 2006. Heating and cooling potential of an earth-to-air heat exchanger using artificial neural network. *Renew. Energy* **31**: 1139–55.
- [84] **Bansal V., Misra R., Agrawal G Das., Mathur J.** 2010. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. *Energy Build.* **42**: 645–8.
- [85] **Misra R., Bansal V., Agrawal G Das., Mathur J., et al.** 2013. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. *Appl. Energy* **103**: 266–77.
- [86] **Çengel, Y. A.** 2011. *Isı ve Kütle Transferi-Pratik Bir Yaklaşım*, (3. Baskıdan çeviri, Tanyıldızı V. , Dağtekin İ.) İzmir Güven Yayınları.
- [87] **White, F.M. and Corfield, I.,** 2006. *Viscous fluid flow* (Vol. 3). New York: McGraw-Hill.
- [88] **Versteeg HK., Malalasekera W.** 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*.
- [89] **Fletcher, C.,** 1991. *Computational techniques for fluid dynamics 2*. Springer, USA.
- [90] **Yükselen M.A.** Hesaplamalı Aerodinamik, ‘web.itu.edu.tr/~yukselen/UCK419/UCK419_Index.html’, 29 Mart 2014.
- [91] **Kalkan N.** Boyutsuz sayılar ve fiziksel anlamları, ‘http://www.beu.edu.tr/Medya%5CYazarMedya%5C875%5CBoyutsuz%20Sayılar%20ve%20Fiziksel%20Anlamlar%C4%B1.pdf’, 20 Eylül 2015.
- [92] **Akışkanlar mekaniği, Sürtünmeli akışlar,** http://www.fizikevreni.com/akiskanlarmekanigi.pdf”, 24 Mart 2014.
- [93] **Maliska, C.R.,** 1990. On the Physical Significance of Some Dimensionless Numbers Used in Heat Transfer and Fluid Flow. Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC.
- [94] **Yuan, S.W.,** 1970. *Foundations of fluid mechanics*.
- [95] **Peremeci, Ö.E,** Akışkan hareketinde temel ilkeler, ‘www.peremeci.org/wp content/uploads/2010/04/akm2.doc’, 25 Mart 2014.
- [96] **Reynolds sayısı ve fiziksel anlamı,** ‘http://www.kisa-ozet.net/reynolds-sayisi-nedir-fiziksel-anlami/’, 27 Mart 2014.
- [97] **Taşınm ile ısı transferi,** ‘http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodledata/20/Yesilata/Ders_Notlari/3HeatT_ch3_pg79-109.pdf’, 27 Mart 2014.
- [98] **Mehdiyev, N.,** 2009. Yüksek süratli kayıcı bir teknenin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile form optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik

Üniversitesi.

- [99] **Modelling Turbulence in Fluent**, 'http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/fluent6.3.26/help/html/ug/node462.htm', 08 Aralık 2012.
- [100] **Özcan Aysan, C., 2004.** Uçak Kanatlarının CFD Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [101] **Durmuş, S., 2014.** İç soğutma kanallarında türbülantör kullanımının incelenmesi ve RANS temelli türbülans modelleriyle benzetimi. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi.
- [102] **Choudhury, D., 1993.** Introduction to the renormalization group method and turbulence modeling. Fluent Incorporated.
- [103] **Ansys Fluent**, 'https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node479.htm', 16 Aralık 2015.
- [104] **Launder, B.E. and Spalding, D.B., 1972.** Lectures in mathematical models of turbulence.
- [105] **Yakhot V., Orszag S a., Thangam S., Gatski TB., et al. 1992.** Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. Phys. Fluids **4**: 1510–20.
- [106] **Introduction to CFD** , 'http://www.cfd-online.com/Wiki/RNG_k-epsilon_model', 10 Aralık 2012.
- [107] **Fluent Inc.- Effects of Buoyancy on Turbulence in the k- ϵ Models**, 'http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/fluent6.3.26/help/html/ug/no e482.htm', 16 Aralık 2012.
- [108] **Ong, K.S., 2003.** A mathematical model of a solar chimney. Renewable Energy, **28**(7), pp.1047-1060.
- [109] **Maerefat M., Haghighi a. P. 2010.** Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. Renew. Energy **35**: 2316–24.
- [110] **VDI, Wärmeatlas. 1994.** Springer, Verlag
- [111] **Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 1980.** Solar engineering of thermal processes.
- [112] **ASHRAE Handbook. 2000,** fundamentals, duct design. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers, Inc.; pp. 34.1e34.6.
- [113] **Biberci, M.A., Ataman, T., Gedik, E. and Çelik, M.B., 2016.** Çok Silindirli Buji Ateşlemeli Bir Motorda Emme Manifoldunun Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Sayisal Olarak İncelenmesi. İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi, **5**(2).
- [114] **Can, Ö. F., 2011.** Eğrisel yüzeyler üzerindeki akışlarda Reynolds ve Prandtl sayılarının Nusselt sayısına etkisinin incelenmesi. Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi.
- [115] **Aksu, E., 2011.** Gemi direncinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle

hesaplanması. Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi.

- [116] **HSK, Ar-Ge**, 2011. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Teknik Bülten No:5.
- [117] **ANSYS 11.0** (Academic Teaching Introductory) command References and gui.
- [118] **Orman ve Su İşleri Bakanlığı** Meteoroloji Genel Müdürlüğü, Elazığ İli Dış hava ve toprak sıcaklıkları, 2015.
- [119] **Esen, H., & İnallı, M.**, 2003. Elazığ İklim Şartlarında Yatay Borulu Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansı. F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 15(2), 109-117.
- [120] **Goswami, D.Y. and Dhaliwal, A.S.**, 1985. Heat transfer analysis in environmental control using an underground air tunnel. Journal of Solar Energy Engineering, 107(2), pp.141-145.
- [121] **Waewsak J., Hirunlabh J., Khedari J., Shin UC.** 2003. Performance evaluation of the BSRC multi-purpose bio-climatic roof. Build. Environ. **38**: 1297–302.
- [122] **Hirunlabh J., Wachirapuwadon S., Pratinthong N., Khedari J.** 2001. New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation. Build. Environ. **36**: 383–91.
- [123] **Elazığ-Merkez, Konum Bilgileri, Meteoroloji Genel Müdürlüğü**, 'https://www.mgm.gov.tr/tahmin/il-ve-ilceler.aspx?il=Elaz%C4%B1%C4%9F&ilce=Merkez', 12 Aralık 2015.
- [124] **Bansal, N.K., Sodha, M.S. and Bharadwaj, S.S.**, 1983. Performance of earth air tunnels. International Journal of Energy Research, 7(4), pp.333-345.
- [125] **American Society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers and American National Standards Institute**, 2002. Ventilation for acceptable indoor air quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ÖZGEÇMİŞ

Naci KALKAN, 02.01.1987 yılında Konya'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İzmir'de tamamladı. 2009 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Aynı yıl 1416 sayılı yasa gereği verilen lisansüstü yurtdışı bursunu kazandı. 2012 yılında İngiltere'de Southampton Üniversitesi'nde Sürdürülebilir Enerji Teknolojileri alanında yüksek lisansını tamamladı. 2013 yılında Türkiye'ye dönerek Fırat Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji bölümünde doktora çalışmalarına başlamıştır. Aynı yıl Bitlis Eren Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Enerji Ana Bilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Evli ve iki çocuk babasıdır.