

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISINMA SİSTEMİ MERKEZİ SİSTEMDEN BİREYSEL
SİSTEMLERE DÖNÜŞTÜRÜLMÜŞ BİR BİNADA ISINMA
PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ**

**Hazırlayan
Murat TOPALOĞLU**

**Danışman
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

Yüksek Lisans Tezi

**Ağustos 2012
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ISINMA SİSTEMİ MERKEZİ SİSTEMDEN BİREYSEL
SİSTEMLERE DÖNÜŞTÜRÜLMÜŞ BİR BİNADA ISINMA
PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Murat TOPALOĞLU**

**Danışman
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

**Ağustos 2012
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

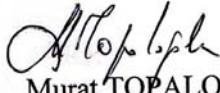
Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.


Murat TOBALOĞLU

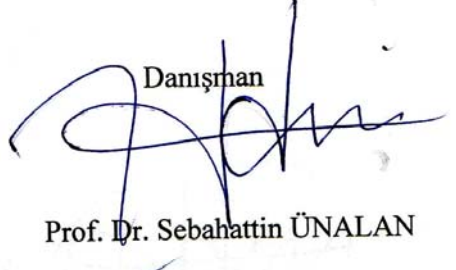
YÖNERGEYE UYGUNLUK

Isınma Sistemi Merkezi Sistemden Bireysel Sistemine dönüştürülmüş bir binada ısınma performansının Sayısal Analizi adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi 'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Tezi Hazırlayan


Murat TOPALOĞLU

Danışman


Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN


Makina Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. İbrahim UZMAY

Prof. Dr. **Sebahattin ÜNALAN** danışmanlığında **Murat TOPALOĞLU** tarafından hazırlanan “**Isınma sistemi Merkezi Sistemden Bireysel Sistemine dönüştürülmüş bir binada ısınma performansının sayısal analizi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Fizik Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

07/09/2012

JÜRİ:

Danışman : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Üye : Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 11/09/2012 tarih ve 2012/42-05 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

11/09/2012

 Prof. Dr. Necmettin MARAŞLI
 Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

“Isınma sistemi Merkezi Sistemden Bireysel Sistemine dönüştürülmüş bir binada ısınma performansının sayısal analizi” adlı çalışma konusunun seçiminde, yürütülmesinde farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN ’a teşekkür ederim.

Ayrıca; çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen eşim Zeynep TOPALOĞLU, çocuklarım Mehmet Akif TOPALOĞLU ve Ömer Faruk TOPALOĞLU’na, iş arkadaşlarıma en içten teşekkürlerimi sunar yapmış olduğumuz bu çalışmanın ülkemize faydalı bir çalışma olmasını temenni ederim.

Murat TOPALOĞLU

Kayseri, Ağustos 2012

ISINMA SİSTEMİ MERKEZİ SİSTEMDEN BİREYSEL SİSTEME DÖNÜŞTÜRÜLMÜŞ BİR BİNADA ISINMA PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ

Murat TOPALOĞLU

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2012

Danışman: Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

KISA ÖZET

Daha az yakıt kullanmak yoluyla ekonomiklik sağlamak, ortak apartman idaresinin yakıt ücretlerini toplamadaki sıkıntılar, bazı insanların daha çok ısınma isteği gibi düşüncelerle merkezi sistemden bireysel (kombi) sistemine geçişin arttığı gözlemlenmektedir. Bu geçişlerin daha pek çok nedeni olmakla birlikte dönüşüm sonrası özellikle bireysel ısıtma sistemleri kullanımında merkezi ısıtma sisteminden farklı olarak konut içerisinde tüm mahallerin genellikle ısıtılmadığı yalnızca sık kullanım mahallinin ısıtıldığı gözlemlenmektedir. Bu durumda konut sahiplerinin, alt ve üst katta bulunan komşularının avantaj ve dezavantajları olmaktadır. Daha az odada ısıtma sistemini çalıştıran apartman sakinleri ekonomi sağlarken, alt katında ısıtma sistemi çalışmayan sakinler ise ısınamama problemi ile karşı karşıya kalmaktadırlar. İlave olarak, apartmanlarda merdiven, toplantı salonu gibi ortak kullanım alanlarının ısıtılmaması nedeniyle apartmanın ısınma performansında düşüş olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada merkezi ısıtma sisteminden bireysel ısıtma sistemine geçiş yapan bir binada ısınma performansının ve sıcaklık dağılımının zamana göre sayısal analizi yapılacaktır. Sayısal çözümler için FLUENT [1] bilgisayar programı kullanılacaktır. Analizlerde alt veya üst katındaki radyatörleri kapatılmış eşyalı odalardaki performans ile her iki kattaki radyatörü açık halin performansı mukayese edilerek merkezi sistemden bireysel sisteme geçişin etkileri belirlenmeye çalışılacaktır. Analizler alt katı yanmayan bir oda için ortalama sıcaklığın yaklaşık olarak 291 K'e kadar düşerken üst katı yanmayan bir oda için ortalama sıcaklıktaki düşüş 272 K civarındadır.

Anahtar Kelimeler: Merkezi ısıtma sistemi, Bireysel ısıtma sistemi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, FLUENT

NUMERICAL ANALYSIS OF HEATING PERFORMANCE ON A BUILDING WHOSE HEATING SYSTEM HAD BEEN TURNED PERSONAL HEATING SYSTEM FROM CENTRAL HEATING SYSTEM

Murat TOPALOĞLU

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M. Sc. Thesis, August 2012

Supervisor: Prof. Dr. Sebahattin UNALAN

ABSTRACT

We can observe the passing from central heating system to combi system on account of gaining economic profit as using less fuel, because of the difficulties of collecting apartments fuel money from the flat dwellers, and some flat dwellers's desire on more heating. Nonetheless there are many reasons about this passings, we can see that people prefer to heat only some parts of their flat. At this situation the flat dwellers brings advantages and disadvantage to their upper and below neighbourings. As the flat dwellers who uses the heating system for fewer rooms, gain economies the flat dwellers whose below neighbouring doesn't run the heating system, can encounter problems of heating. In addition, one can see the falls of apartment's heating performance by reason of non-heated common areas in the apartment as stairwell and meeting hall.

In this work, we will make numerical analysis of heating performance and temperature dispersal of the apartment which had passed from central heating system to personel-combi system, to time. FLUENT [1], computer program will be used for numerical solutions. In the analyses we will identify the effects of passing from central heating system to personel-combi system as comparing the heating performances when the radiators of upper or below flat's furnished rooms's are on or off. We identified that the average temperature can decrease till 291 K for a room when below neighbouring doesn't run the heating system and average temperature can decrease till 272 K for a room when upper neighbouring doesn't run the heating system

Kewyords: Central heating system, Personel heating system, Computational fluid dynamics, FLUENT

İÇİNDEKİLER

ISINMA SİSTEMİ MERKEZİ SİSTEMDEN BİREYSEL SİSTEME DÖNÜŞTÜRÜLMÜŞ BİR BİNADA ISINMA PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ

Sayfa

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK SAYFASI	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI	ii
KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
KISA ÖZET	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMA VE SİMGELER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1. Konu ve Önemi.....	3
1.2. Konu ile ilgili Temel Bilgiler	3

1.2.1. Yerel Isıtma.....	4
1.2.2. Bireysel Isıtma	5
1.2.3. Merkezi Isıtma.....	5
1.2.4. Bölgesel Isıtma	5
1.3. Literatür çalışması	6

2. BÖLÜM

GENEL TANIMLAR VE DENKLEMLER

2.1. Yöntem	12
2.2. Akışkan özellikleri	12
2.3. Temel Akış Analiz Teknikleri ve Çözüm Denklemleri	12
2.4. Isı geçişi	15
2.4.1 İletim ile ısı geçişi	15
2.4.2 Taşınım ile ısı geçişi.....	16
2.4.2.1 Doğal Taşınım.....	17
2.4.2.2 Doğal Taşınım'ın Özellikleri	18
2.5. Boussinesq yaklaşımı	19

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE MATEMATİKSEL MODEL

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD).....	21
3.2. Fluent.....	24
3.3. Türbülans Modellemeleri	25
3.3.2. RNG k- ϵ Modeli.....	26
3.3.2.1. RNG k- ϵ Modeli İçin Transport Eşitlikleri	27
3.3.2.2. Efektif Viskozitenin Modellenmesi	28
3.3.2.3. Ters Efektif Prandtl Sayılarının Hesaplanması	28
3.3.2.4. ϵ Eşitliğinde R_ϵ Terimi	29
3.3.2.5. Model Sabitleri	30
3.3.2.6. k- ϵ Modelinde Türbülans Üretiminin Modellenmesi.....	30

3.3.2.7. RNG k- ϵ Modelinde Kal. Kuv. Türbülansa Etkileri.....	31
3.3.2.8. RNG k- ϵ Modelinde Sıkıştırılabilirliğin Türbülansa Etkileri...	32
3.3.2.9. RNG k- ϵ Mod. Konvektif Isı ve Kütle Trans. Modellenmesi....	32
3.3.3. Duvar - Sınırlı Türbülanslı Akışkanlar İçin Yakın – Duvar Yak.	33
3.3.3.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı	34
3.3.3.1.1. İyileş. Duv. Yak. İçin İki Tab. Mod	34
3.3.3.1.2. İyileştirilmiş Duvar Fonksiyonları	36

4. BÖLÜM

HESAPLAMALAR

4.1. Problemin tanımı ve hesaplama yöntemi.....	41
4.2. Problemin Modellemesi	42
4.3. Sıcaklığın zamana bağlı olmadığı durum	42
4.4. Sıcaklığın zamana bağlı olarak değiştiği durum	43

5. BÖLÜM

TARTIŞMA–SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Zamandan bağımsız durum incelemesi için sonuçlar.....	49
5.1.1. Odalardaki sıcaklık dağılımı açısından inceleme.....	51
5.1.2. Isıl performans açısından değerlendirme	52
5.1.2.1. Analizi yapılan odalar arasındaki ısı alışverişi.....	52
5.1.2.2. Analizi yapılan odalar ile komşu od. arasındaki ısı alışverişi ...	53
5.1.2.3. Analizi yapılan odalar ile dış ortam arasındaki ısı alışverişi	53
5.2. Zamana bağlı durum incelemesi için sonuçlar	54
5.3. Sonuç ve Öneriler	61

KAYNAKLAR	63
-----------------	----

ÖZGEÇMİŞ.....	66
---------------	----

KISALTMALAR VE SİMGELER

<u>Sembol</u>	<u>Anlamı</u>	<u>Birimi</u>
$^{\circ}\text{C}$	Sıcaklık	Santigrat
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	
C_p	Sabit basınçta özgül ısı	J/kgK
C_v	Sabit hacimde özgül ısı	J/kgK
K	Sıcaklık	K
g	Yer çekimi ivmesi	
g_i	i yönünde yer çekimsel vektör bileşeni	
h	Isı taşınım katsayısı	W/m ² K
k	Türbülans kinetik enerjisi	
k_{eff}	Efektif ısı iletkenliği	
P_r	Prandtl sayısı	
RNG	Renormalizasyon – Grup	
t	Zaman	s
λ	Isı iletim katsayısı	W/m K
ν	kinematik viskozite (momentum geçişi için)	m ² /s
ρ	Yoğunluk	kg/m ³
μ	Moleküler viskozite	Ns/m ²
$h_{\text{iç}}$	İç ortam ısı taşınım katsayısı	W/m ² K
h_{d}	Dış ortam ısı taşınım katsayısı	W/m ² K
$T_{\text{iç}}$	İç ortam sıcaklığı	K
T_{d}	Dış ortam sıcaklığı	K

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. Yapı malzemeleri için özellik değerleri.....	46
Tablo 4.2. Hava için, k , C_p ve μ için polinom sabitleri	47
Tablo 5.1. T_a (alt sıcaklık) ve T_u (üst sıcaklık) ortalama sıcaklıkları ve sıc. farkları	50
Tablo 5.2. Üst kata ait konuma bağlı zemin sıcaklığı	60

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Doğal taşınım (a) Sıcak yumurtanın soğuk bir ortamda soğuması, (b) Soğuk soda kutusunun ılık bir ortamda kendiliğinden ısınması	18
Şekil 2.2. Kapalı kapta doğal taşınım	19
Şekil 4.1. İncelenecek olan odaların fiziksel boyutlarının gösterimi	40
Şekil 4.2. İncelenecek olan problem modeli	41
Şekil 4.3. Zamana bağlı durum için problem modellemesi	42
Şekil 4.4. Radyatör kenar mesh yapısı-1 (ayrıntılı)	44
Şekil 4.5. Radyatör kenarı mesh yapısı-2 (ayrıntı)	45
Şekil 4.6. Radyatör kenarı mesh yapısı-3 (ayrıntılı)	45
Şekil 5.1. Zamana bağlı olmayan durumda problemin simüle edilmesi (a) Her iki rad. açık durum (b) Alt rad. kapalı durumu (c) Üst rad. kapalı durum	48
Şekil 5.2. Zamandan bağımsız durum için incelenecek şeklin sayısal modellemesi	49
Şekil 5.3. Alt oda ortalama sıcaklığının zamanla değişimi grafiği	54
Şekil 5.4. Alt oda ortalama sıcaklığının iki ayrı durum için aritmetik oran grafiği	55
Şekil 5.5. Üst oda ortalama sıcaklığının zamanla değişimi grafiği	55
Şekil 5.6. Üst oda ortalama sıcaklığının iki ayrı durum için aritmetik oran grafiği	56
Şekil 5.7. Her iki radyatöründe açık olduğu durum simülasyonu	57
Şekil 5.8. Alt radyatörün açık olduğu durum simülasyonu	58
Şekil 5.9. Üst radyatör açık durum simülasyonu	59

GİRİŞ

Dünya nüfusunun sürekli arttığı, teknolojinin hızla geliştiği ve bu gelişmelere paralel olarak enerji tüketiminde de büyük bir artış olduğu görülmektedir. Günümüzde fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı olması, tüketimin sürekli artması ve bu kaynakların gittikçe azalması, enerji fiyatlarının sürekli artmasına neden olmaktadır. Bu yüzyılın ikinci yarısında petrol ve doğalgaz gibi bazı fosil yakıtların rezervlerinin sonuna gelineceği tahmin edildiğinden, bütün enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması büyük önem taşımaktadır. Ayrıca bu enerji kaynaklarının bilinçsiz kullanılması çevre problemlerinin oluşmasına neden olmaktadır [1].

Gelişmişliğin ölçüsü, kişi başına enerji tüketimi ile değerlendirilmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin sektörel olarak dağılımına bakıldığında sanayi sektörünün ısı enerji tüketimi %34, binalar ise %35 ile en büyük pay sahibidir [2]. Ülkemizde ısı yalıtımına yeteri kadar önem verilmediği için büyük miktarlarda enerji israf edilmektedir. Bu sebeple her yıl artan enerji ihtiyacını karşılamak için büyük yatırımlar yapmak gerekmektedir [3]. Bu yatırımlar kadar önemli diğer bir konu ise üretilen enerjiyi tasarruflu kullanmaktır. Isı yalıtımı yoluyla enerji tasarrufu konusunda ülkemiz birçok Avrupa ülkesinden çok geridedir. Ülkemizde de bu konuda çıkan Enerji Verimliliği Kanunu ile “enerjinin etkin kullanılması, israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin arttırılması” yönünde çalışmalar devam etmektedir [4].

Binalar için ısıtma sistemlerinin seçiminde farklı faktörler belirleyici olabilmektedir. Bu faktörler arasında örnek olarak, binanın kullanım amacı, binadaki bölümlerin kullanım süreleri, mevcut ve kullanılabilir yakıt türleri, projenin bütçesi gibi kriterler yer almaktadır. Isıtma tekniği, ekonomiklik ve çevre açısından her bina için uygun çözümü

bulmak amacıyla farklı ısıtma sistemi alternatifleri göz önüne alınmalı ve bunlar dikkatlice değerlendirilmelidir. Genel olarak, aynı bina için farklı ısıtma yöntemleri geçerli olabilir. Örneğin konutlarda merkezi ve bireysel ısıtma sistemleri arasında tercih yapılabilir. Tercih yaparken göz önüne alınması gereken, ısıtma sisteminin sadece ilk yatırım maliyeti ya da işletme giderleri değil, bunlarla birlikte amortisman ve diğer giderlerin de değerlendirilmesiyle ortaya çıkan toplam maliyetidir. Bu nedenle, yapı projelerinin mümkün olan en erken safhalarında ısıtma sistemi tercihi üzerinde düşünülmeli ve bu aramada mühendislik devreye girmelidir. Binalarda harcanan enerjinin önemli bir kısmı ısıtma ve sıcak su hazırlamaya ayrıldığı için, özellikle enerji tasarrufu açısından düşünülecek olursa sistem tercihi konusunda erken harekete geçmek önem kazanmaktadır. Aynı zamanda, mimari projede öngörülen bina ısı izolasyonu da ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyetini ve işletme giderlerini oldukça etkileyen bir faktördür [5].

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER

1.1. Konu ve Önemi

Çevresel ve ekonomik etkiler nedeniyle klasik yakıtlar olan kömür ile fueloilden doğalgaza dönüşüm nedeniyle Kayseri ve Türkiye’de birçok konutta merkezi ısıtma sisteminden bireysel ısıtma sistemine (kombi sistemi) dönüşüm olduğu gözlemlenmektedir. Daha az yakıt kullanmak yoluyla ekonomiklik sağlamak, ortak apartman idaresinin yakıt ücretlerini toplamadaki sıkıntılar, bazı insanların daha çok ısınma isteği gibi düşüncelerle kombi sistemi çok tercih edilmektedir. Bu geçişlerin daha pek çok nedeni olmakla birlikte dönüşüm sonrası özellikle bireysel ısıtma sistemleri kullanımında merkezi ısıtma sisteminden farklı olarak konut içerisinde tüm mahallerin genellikle ısıtılmadığı yalnızca sık kullanım mahallinin ısıtıldığı gözlemlenmektedir. Bu durumda konut sahiplerinin, alt ve üst katta bulunan komşularının avantaj ve dezavantajları olmaktadır. Daha az odada ısıtma sistemini çalıştıran apartman sakinleri ekonomi sağlarken, alt katında ısıtma sistemi çalışmayan sakinler ise ısınamama problemi ile karşı karşıya kalmaktadırlar. İlave olarak, apartmanlarda merdiven, toplantı salonu gibi ortak kullanım alanlarının ısıtılmaması nedeniyle apartman ısınma performansında düşüş olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada merkezi ısıtma sisteminden bireysel ısıtma sistemine geçiş yapan bir binada ısınma performansının zamana göre sayısal analizi yapılacaktır. Sayısal çözümler için FLUENT [6] bilgisayar programı kullanılacaktır. Bir apartmanın iki katı dikkate alınarak, alt ve üst odada ısıtma sisteminin çalışıp çalışmaması hallerindeki durumlar için, ısı ve akış analizleri yapılacaktır.

1.2. Konu ile ilgili Temel Bilgiler

Günümüzde ısıtma sistemlerinde, akışkanın cinsi açısından sıcak su, kaynar su, hava, sıcak yağ veya buhar kullanılabilmektedir. Sistemlerin boyutu açısından ise bireysel, merkezi, bölge veya bileşik (kojenerasyon) adı verilen şekillerde sınıflandırmak mümkündür. Ayrıca bütün bu sistemlerde radyatör, konvektör, yerden, duvardan ısıtma gibi değişik ısıtıcı eleman uygulamaları yapılabilmektedir.

Bütün bu sistemlerde birincil enerji kaynağı olarak katı, sıvı veya gaz yakacakların kullanılması tercihe göre değişebilmektedir. Kullanılan sistemlerin ve yakacakların birbirlerine göre çeşitli üstünlük ve sakıncaları bulunabilmektedir. Bu nedenle her değişik uygulamada en uygun sistemin, ısıtıcı akışkanın ve ısıtıcı elemanın seçilebilmesi için bir mühendislik ve ekonomik analizinin yapılması gerekmektedir,

Bir ısıtma tesisatının uygun olabilmesi için aşağıdaki koşulları yerine getirmesi gerekir.

- Isıtılan ortamın sıcaklığı $\pm 1^{\circ}\text{C}$ hassasiyetle kararlı olmalıdır.
- Hızlı ve etkili bir ayar tertibatına sahip olmalıdır.
- Yanma ile açığa çıkan gazlar, ısıtılan ortamı ve çevreyi kirletmemelidir.
- Tesisat tesis, işletme ve bakım giderleri yönünden ekonomik ve verimli olmalıdır.
- İşletmesi basit olmalıdır.

Yukarıda bahsettiğimiz ısıtma sistem şekillerini açıklayacak olursak;

1.2.1. Yerel Isıtma

Isı, ısıtılacak ortamın bizzat içinde üretilir. Bu sistemin uygulandığı yerlerde ısıtılması gereken her ortamda bir ısı üreticisinin bulunması gereklidir. Şömine, odun ve kömür sobaları, elektrikli ısıtma cihazları ile yapılan ısıtma teknikleri bu grup içinde düşünülür. Isıl kapasite 1 ile 10 kW arasındadır.

1.2.2. Bireysel Isıtma

Isı ihtiyacı 10 ile 40 kw arasındaki hacimlerin bireysel ısıtılması, kat kaloriferi (kombi) olarak adlandırılır. Sistemde genellikle yakacak olarak motorin, doğalgaz veya sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) kullanılır. Genellikle ülkemizde uygulamalarda akışkan, sıcaklığı en fazla 90 °C olan sudur. Sıcak su bir kat kaloriferi kazanı veya kombi adı verilen cihazlarda hazırlanır ve borular ile ısıtılacak ortamlardaki ısıtıcılara gönderilir. Özellikle A.B.D.' deki bu tip ısıtma tekniğinde kullanılan akışkan yaklaşık 40 ile 50 °C sıcaklıktaki havadır. Bir hava ısıtıcısında hazırlanan hava, kanallar ile ısıtılacak ortamlara gönderilir. Burada belirli bir miktar dış havada kullanılması, sistemde zorlanmış havalandırma da yapılmasını sağlar.

1.2.3. Merkezi Isıtma

Blok halinde yapılmış bir binadaki en uygun ısıtma ihtiyacı, merkezi sistem ile karşılanır. Binadaki bir kazan dairesinde hazırlanan sıcak su, binadaki her daire veya birime ayrı ayrı gönderilir. Kazanda her türlü yakacağın mümkünse de çevre açısından doğalgaz veya sıvı yakıt tercih edilmektedir. Ülkemizde her bağımsız birimin kullandığı kadar ısı enerjisini ölçen cihazların yaygınlaşmamış olması nedeniyle, maalesef bu teknikle ısınmada bazen gereksiz yere büyük enerji savurganlığı ortaya çıkabilmektedir. Bilinçli kullanıldığında hem yatırım hem de işletme açısından merkezi ısıtma sistemi, bireysel ısıtma sistemine göre daha avantajlıdır.

1.2.4. Bölgesel Isıtma

Şehir ve uzaktan ısıtma tekniği adı da verilen bu sistemde, bir ısı merkezinde hazırlanan sıcak akışkan birkaç kilometre çapındaki binalara taşınır. Genellikle ısı merkezinde hazırlanan ve birinci akışkan adını alan akışkan kaynar su veya buhardır. Bu akışkan her binanın altında bulunan bir ısı değiştirgeci (eşanjörü) yardımıyla ikinci devredeki ve maksimum 90 °C sıcaklıktaki suyu ısıtır. İkinci devredeki sistem, merkezi sistemde kullanılan devrenin aynıdır. Prensip olarak sistemdeki binalar, ısıtma merkezinden bir kilometreden yakınsa, sistemde doğrudan doğruya 90 °C sıcaklıktaki su kullanılarak tek devreli yapılabilir. Daha yaygın ve dağınık sistemlerde ise birinci devre sıcaklığı 180 °C değerine kadar çıkabilen kaynar su kullanılır.

Bölgesel ısıtma teknik açısından da en ekonomik sistemdir. Özellikle doğalgaz dışında, kömür veya fuel oil gibi yakacakların kullanılması durumunda, yanmanın ve akışkan sıcaklıklarının tek bir merkezde hassas olarak kontrolü ancak bu sistemle yapılabilmektedir. Hastaneler, kışlalar, konut siteleri, üniversite kampüsleri bu ısıtma tekniği için uygundur. Özellikle birçok bağımsız katılımcının bulunduğu konut sitelerinde, bölgesel ısıtmanın yalnızca teknik yönden çözümlenmiş olması yeterli olmamakta, hukuki, ticari ve idari yönlerden de eksiksiz bir çalışma yapılmasını gerekli kılmaktadır.

Bölgesel ısıtmanın diğer bir uygulaması, hem elektrik hem de ısının üretildiği kojenerasyon tekniğidir. Özellikle verim açısından çok üstün bir teknik olması nedeniyle, ülkemizde bazı sanayi kuruluşlarının dışında uygulama alanı bulamamaktadır. Bölgesel ısıtma şebekesi; yol şebekesi, su şebekesi ve elektrik şebekesi gibi bir altyapıdır. Isıtma projesini yapan mühendisin görevi vaziyet planı ve imar planı yapılırken başlamalıdır [7].

1.3. Literatür Araştırması

Isı transferinin doğal taşınım ile yapıldığı kapalı alanlarda sayısız uygulaması vardır. Bunlardan bazıları; konutların ısıtılması, pencere sistemleri, güneş kolektörleri, şömineli odalar, nükleer reaktör soğutmaları, elektronik cihazların soğutulmasıdır.

Kapalı bir hacimdeki doğal taşınım, Rayleigh sayısına ve kenar oranına bağlı olarak laminer veya türbülanslı akış özellikleri taşır [8].

Kapalı bir hacimdeki laminer doğal taşınımın iki boyutlu olarak sayısal çalışması Aydın ve Yang (2000) [9] tarafından yapılmıştır. Çalışmada, havanın dolaştığı hacim alttan ısıtılmakta, yan taraflardan simetrik soğuma yapılmaktadır. Farklı kenar oranı, (1/5, 2/5, 3/5 ve 4/5) ve Ra sayısı (10^3 - 10^4) değerlerinde modellenen doğal taşınımda Rayleigh sayısı ile birlikte sınır tabakaların değişimi ve hacim içerisindeki sıcaklık ve akış alanı (akım fonksiyonları şeklinde) elde edilmiş; Rayleigh ve Nusselt sayıları arasındaki korelasyon çıkarılmıştır.

Laminer ve türbülanslı doğal taşınımın, ısıtımın ve iletimin birlikte incelendiği bir çalışmada, bir duvarı camdan yapılmış kare şeklindeki kavite içerisinde, ısıtımın, ısı geçişine etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için, toplam Nusselt sayıları karşılaştırılması yapılmıştır (Xamán ve diğ., 2008) [10]. Isıtım etkisinin göz önüne alınması ile elde edilen Nu sayıları, bu etkinin ihmal edilmesi durumuna göre $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ aralığında %28,88, $10^9 \leq Ra \leq 10^{12}$ aralığında % 45,11 daha yüksek hesaplanmıştır.

Bilgen ve Yeder [11] tarafından dikey bir duvarın aktif diğer duvarların ise yalıtıldığı dikdörtgen bir kapalı alanda sayısal bir çalışma yapılmıştır. Eşit bölünen aktif kenar duvar sinüzoidal sıcaklık profilleriyle ısıtılmakta ve soğutulmaktadır. Burada iki durum incelenmiştir. Bunlardan birincisinde alt kısım ısıtılırken üst kısım soğutulmaktadır ve ikincisinde üst kısım ısıtılırken alt kısım soğutulmaktadır. Burada kapalı alanda termal nüfuz, ısıtıcının ve soğutucunun pozisyonuna göre ve Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak ısı transferini belirlemek için kütle, momentum ve enerji denklemlerini sayısal çözerek daimi ısı transferinin laminar doğal taşınımıyla çalışılmıştır. Rayleigh sayısı 10^3 'ten 10^6 'ya doğru değişirken sonuçlar; akım çizgileri, izotermeler halinde, Nusselt sayısı lokal ve ortalama olarak ve ısı nüfuz uzunluğu gösterilmiştir. Alt bölüm ısıtılırken ve üst bölüm soğutulurken yüksek Rayleigh sayılarında nüfuzun %100'e yaklaştığı bulunmuştur. Öte yandan üst bölüm ısıtılırken ve alt bölüm soğutulurken maksimum Rayleigh sayısı 106'nın altındayken nüfuz %70 ile sınırlı kalmıştır.

Mohamad ve ark. [12] tarafından yapılan çalışmada tabandan soğutulan, bir tane dikey duvarı ısıtılan ve diğer duvarların adyabatik olduğu varsayılan kapalı bir alan için üç boyutlu analizler yapılmıştır. Tavanda termik durum adyabatikten sıcaklığın farklı derecelerine çeşitlenmektedir. Burada amaç tabandan soğuyan bir odada konforu sağlamaktır. Bunun için de ilgilenilmesi gereken oda içerisindeki sıcaklık dağılımını ve ısı transferi oranlarını belirlemektir. Aynı zamanda bu sonuçlar diğer soğutma uygulamalarında örneğin elektronik soğutmada ve donduruculardaki doğal taşınımında önem taşımaktadır.

Burada akım tavanın adyabatik ve ısınmış oluşuna göre iki şekilde tabakalaşabilir. Tabakalaşmanın derecesi Rayleigh sayısına bağlıdır. Soğuk bir tavan için aşağılarda devridaim ihtimali vardır.

Bu devridaimlerin kuvveti adyabatik duvarların yanında ve yüksek Rayleigh sayılarında yükselir. $Ra = 10^7$ iken üst köşelerde ve merkezde adyabatik duvar boyunca alçak akım olacağı açıktır. Tabandan ısı transferinin ortalama oranının neredeyse sabit olduğu ve Rayleigh sayısının güçlü bir fonksiyonu olmadığı bulunmuştur. Isıtılan duvardan ve tavandan ısı transferi Rayleigh sayısı arttığında artmaktadır.

Burada alt duvarın üniform, dikey duvarların lineer ısıtıldığı buna karşılık üst duvarın iyice izole edildiği kapalı kare bir boşlukta doğal taşınımın sayısal çalışması Sathiyamoorthy ve arkadaşları tarafından sunulmuştur. Rayleigh sayısının ($10^3 \leq Ra \leq 10^{10}$) ve Prandtl sayısının ($0,7 \leq Pr \leq 10$) değişik değerleri için sayısal sonuçlar bulunmuştur. Sonuçlar; akım çizgileri, izoterm kontürleri şeklinde, Rayleigh sayısının fonksiyonu olarak yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı olarak gösterilmiştir.

Bu çalışma öncelikle dönüşümlü ısı transferini çözmek için uygun alıştırmaların analiz edilmesi ve geliştirilmesi içindir. Daha sonra bu uygulamalar içerisinde dış ve iç ısı kaynaklarının bulunduğu bir kapalı alanda dönüşümlü doğal taşınım ve iletimle ısı transferi için denenmiştir. Sonuçlar; izoterm, akım çizgileri ve farklı termal sınır şartları altındaki dış ve iç Rayleigh sayılarının geniş bir aralığı ile Nusselt sayıları şeklinde elde edilmiştir.

Üniform ve üniform olmayan bir şekilde ısıtılan alt duvar, adyabatik üst duvar ve sabit sıcaklıkta bulunan soğuk dikey duvarların bulunduğu kare bir boşlukta sürekli laminar doğal taşınım sayısal olarak araştırılmıştır.

Bina inşaatında kullanılan tuğla içerisindeki hava dolu boşluklarda meydana gelen ısı transferi (iletim + doğal taşınım) analizi yapılmıştır. Majed [13] bu çalışmada bina yalıtımı açısından uygun olan üç farklı tuğla konfigürasyonu için hesaplamalar gerçekleştirmiştir. Birincisinde tipik hava boşlukları olan tuğla seçilmiş, ikincisinde bu boşlukları sıradan polistiren çubuklarla doldurmuş, üçüncüsünde ise boşluklu polistiren çubuklarla doldurmuştur. Burada Navier-Stokes denklemleri Boussinesq yaklaşımıyla çözülmüş ve FLUENT programı kullanılmıştır. Burada hava boşluklarının ısı

kayıplarına neden olduğu görülmüştür. Polistiren çubukların ısı kayıplarını %36, boşluklu polistiren çubukların ise %6 oranında azalttığı gözlenmiştir.

Hartnett ve Minkowycz [14] tarafından yapılan çalışmada ise Prandtl sayıları 0,71 ve 7,1 , Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 arasında iken, kapalı kare bir alan tamamen sıvıyla doldurulmuş, kare boşluk içerisindeki doğal taşınım iki boyutlu olarak incelenmiştir. Boşluğun yan tarafından ısıtma yapılırken, üst tarafından soğutma yapılmıştır. Diğer duvarlarda ise adyabatik sınır şartları kullanılmıştır. Başlangıçta akışkanın hareketsiz ve üniform bir sıcaklığa sahip olduğu varsayılmıştır. Sonra, sırasıyla sol kenarda sıcaklığın ani olarak yükselmesi ve üst duvarda azalması sağlanmıştır. Daimi olmayan Navier Strokes denklemleri ve Boussinesq yaklaşımıyla sürdürülen akış için çözüm sonlu farklar metodu kullanılarak vorticity akım fonksiyonuyla çözülmüştür. Gelişen akım ve değişen sıcaklıkları takip eden sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. Sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısının süresiz davranışı takip edilmiştir.

İçine bir insan ve ofis mobilyalarının yerleştirildiği bir odada yaz kış şartlarında hava hareketi nümerik olarak hesaplanmıştır. Burada iki boyutlu korunum denklemleri hesaplamalı akışkanlar mekaniği (CFD) kullanılarak çözülmüştür. Nümerik çözümler PHOENICS vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki oda içerisindeki sağlanan hava akımı ve sıcaklık dağılımı üzerinde içerideki insan ve eşya dağılımının etkisi büyüktür. Bu nedenle oda konforunun elde edilmesinde eşya, boşluk ve ısı kaynağı en etkili rolü oynamıştır [15,16].

Nithyadevi ve diğerleri (2007) [17] çalışmalarında, dikdörtgen kapalı bir kaptaki sol yan yüzey yüksek sıcaklıkta sağ yan yüzey düşük sıcaklıkta ve kabın geri kalan tarafı yalıtılmış olup, yüksek ve düşük sıcaklıktaki yüzeylerin konumuna bağlı olarak dokuz farklı durum için doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Değişken parametreler olarak; Grashof sayısı 10^3 - 10^5 ve kenar oranı (en-boy) göz önüne alınmıştır. Isı transfer oranının, yüksek sıcaklıktaki kaynağın altta, düşük sıcaklıktaki kaynağın üstte olduğu durumda en yüksek değeri aldığı ve bunun tersi durumda da minimum değeri aldığı saptanmıştır. Ayrıca kenar oranı değerinin artmasına bağlı olarak ısı transfer oranı artmıştır. Isı transfer oranı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının konumu sabit tutulup

yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağının konumu değiştirildiğinde kayda değer bir değişiklik olmamıştır.

Jami ve diğerleri (2008) [18] çalışmalarında, içi hava dolu kare şeklindeki kapalı bir kap içine katı bir silindiri beş farklı konumda yerleştirerek kap içindeki akışkan hareketlerini ve silindirin konumunun ısı transferini nasıl etkilediğini sayısal olarak araştırmışlardır. Kabin karşılıklı yan düşey duvarlarında, solda sıcak yüzey ve sağda soğuk yüzey olduğu düşünülmüştür. Rayleigh Sayısı 10^6 'da sabit sıcaklık ve akım çizgileri grafik olarak sunulmuştur. Sonuçta; silindir konumunun ısı transferini önemli derecede etkilediği bulunmuştur. Silindir ısı üretmiyorsa, en yüksek ısı transferinin silindirin konumunun kabin ortasında olması durumunda ve en düşük değerlerini ise silindirin kabin üst ve alt yüzeyine yakın olması durumunda elde edileceğini bulmuşlardır. Eğer silindir ısı üretiyorsa ve kapalı kap içinde soldan sağa doğru veya alttan yukarıya doğru hareket ettirilirse ısı transfer oranı sıcak yüzeyde azalırken soğuk yüzeyde artmaktadır.

Konfor uygulamaları ile yapılan çalışmalarda literatür araştırması yapıldığında,

Stamou ve ark [19] yaptıkları çalışmada, çalışma ofisinde odaya verilen iklimlendirilmiş havanın hız ve sıcaklık dağılımını bulmak için farklı türbülans modelleri ile çözümler yapılmış ve bunların karşılaştırılması yapılmıştır. Gennusa ve ark, güneş ışıınının ısı konfor üzerinde etkilerinin incelendiği bu çalışmada pencerelerde yapılacak gölgelemenin ısı konforu ne şekilde etkilediği bilgisayar simülasyonu ile araştırılmıştır. Otomobil içinde ısı konfor çalışmaları da yapılmaktadır. Mezrhab ve ark bir otomobil içinde ısı konfor araştırmasıdır. Otomobil içinde sıcaklık ve hız dağılımları sayısal çözümleme metotları kullanılarak bulunmuştur. Güneş ışıını, camlar, otomobilin rengi gibi parametrelerin ısı konfor üzerinde etkileri araştırılmıştır.

Kapalı ortamlarda, akış analizi, ısı ve kütle transferinin dikkate alındığı birleşik hesaplamalı modeller kullanılmıştır. HVAC alanında araştırmaların en önemli hedeflerinden biri ısı duyarlılıktır. Isı duyarlılık üzerine yapılan önceki çalışmalar daha çok deneysel çalışmalardır. Ancak günümüzde araştırmacılar CFD ve ışıını ile ısı transferinin birlikte değerlendirildiği birleşik hesaplama modellerini kullanarak ısı duyarlılık ile ilgili sayısal çözümleme yöntemlerini deneysel çalışmalarla birlikte

kullanılmaktadırlar. İnsan vücudunun karmaşık şekli ve fizyolojik özellikleri ile ilişkili tüm parametrelerin ele alındığı, kapalı ortamlarda akış, ısı ve kütle transferinin sayısal çözümlemesine ilişkin yapılan hesaplamalarda bir takım zorluklar ortaya çıkmaktadır. Bu zorlukları aşabilmek için daha önce yapılan çalışmalarda bir takım basitleştirmeler kullanılmıştır. Örneğin sayısal çözümlemelerde insan sadece bir ısı üretim merkezi olarak kabul edilmiş ve geometrisi daha basit olarak tasarlanmıştır. Ancak bugün elde edilen sonuçlar itibariyle insan vücudunun fizyolojik şekli sayısal çözümlemelerde büyük rol oynamaktadır. İnsan vücudun ısı duyarlılığı büyük ölçüde insan vücuduna ait yüzeylerdeki yerel ısı transfer karakteristiklerine bağlıdır.

Bu nedenle insan vücudu ile onu çevreleyen ortam arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferine ilişkin sayısal analizden elde edilecek sonuçların kabul edilebilir hassasiyette ve doğrulukta olabilmesi için hesaplamalarda yerel özelliklerin değişimi de dikkate alınmalıdır. Bu amaçla vücutla çevre arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferinin ve vücut fizyolojisinin gösterdiği tepkilerin belirlenmesi için gerçekleştirilen birleşik hesaplamalı bir model ile yapılan çalışma Kılıç ve Sevilgen [20] tarafından yayınlanmıştır. Yapılan çalışmada, adyabatik duvarlar ile çevrili bir odada ayakta duran gerçek insan vücudu ölçü ve şekline sahip bir manken için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, içinde gerçek insan vücudu ölçü ve şekline sahip oturan bir sanal mankenin olduğu radyatörle ısıtılan bir odada hava akışı, sıcaklık ve nem konsantrasyonu üç boyutlu hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) yardımıyla modellenerek analiz edilmiştir.

2. BÖLÜM

GENEL TANIMLAR VE DENKLEMLER

2.1. Yöntem

Bu bölümde akış karakteristikleri incelenerek konunun anlaşılabilmesi için gerekli bazı temel tanımlamalar ifade edilmektedir. Ayrıca, bu bölümde, birçok mühendislik uygulamasında karşılaşılan iletim ve taşınım ile olan ısı transferlerinin etkileşimini içeren ve eş zamanlı analizini gerektiren bileşik ısı transferine değinilmektedir. Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için gerekli bazı temel tanımlamalar ifade edilmektedir.

2.2. Akışkan Özellikleri

Isı geçişi problemlerinin çözümlenmesinde maddenin birçok özelliğini kullanmak gerekmektedir. Bu özellikler genellikle termodinamik özellikler olarak adlandırılır ve iki ayrı kategoriye içine alır, aktarım özellikleri ve termodinamik özellikler. Aktarım özellikleri, λ ısı iletim katsayısı (ısı geçişi için) ve ν kinematik viskoziteyi (momentum geçişi için) kapsamaktadır. Termodinamik özellikler, bir sistemin denge hali ile ilgilidir. Yoğunluk (ρ) ve özgül ısı (C_p) bu çeşit iki özellik olup termodinamik çözümlemelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmadaki çözümlerde de bu özellikler kullanılacaktır.

2.3. Temel Akış Analiz Teknikleri ve Çözüm Denklemleri

Bir akışkan akışının analizi için üç temel yol mevcuttur [21].

- Kontrol hacmi, ya da integral analizi
- Sonsuz küçük eleman, ya da diferansiyel analiz
- Deneysel çalışma ve boyut analizi

Bu üç analiz durumunda da, termodinamiğin ve akışkanlar mekaniğinin genel korunum kanunlarına ek olarak, gazlar için hal denklemlerinin ve problemin başlangıç ve sınır

şartlarının da bilinmesi gerekir. Bu durumda enerji transferi de meydana gelen bir akışın analizi için gerekli denklemler şunlardır:

1. Kütlenin korunumu (süreklilik)
2. Momentumun (Lineer momentum) korunumu (Newton'un II. Kanunu)
3. Enerjinin korunumu (Termodinamiğin 1. Kanunu)
4. Gazlar için hal bağıntısı ($\rho = \rho(P, T)$ vs.)
5. Katı yüzey, ara yüzey, akışkan giriş ve çıkış bölgelerine uygun sınır ve başlangıç şartları

İntegral ve diferansiyel analizlerde, yukarıdaki beş bağıntı matematiksel olarak modellenir ve sayısal metotlarla çözümlenir. Deneysel çalışmada ise herhangi bir matematiksel yaklaşım kullanmaksızın uygulama akışkanın kendisiyle gerçekleştirilir. Korunum kanunları, hareket eden akışkana ait sonsuz küçük bir eleman için yazılırsa, akış için genel diferansiyel denklemler elde edilir. Bu denklemleri özel bir probleme uygulamak için, probleme ait sınır şartların uygulanmasıyla matematiksel olarak bu denklemlerin integre edilmesi gerekir. Çok basit geometriler ve sınır şartları için tam analitik çözümleri elde etmek genellikle mümkündür [21]. Diğer taraftan, bir bilgisayar ortamında sayısal (sayısal) integrasyon ile çözüm elde etmekte mümkündür. Genellikle tam integral hesabına yaklaşımı sağlayacak sonlu boyuttaki elemanlar için toplam yöntemi kullanılmaktadır [22]. Karmaşık bir geometriye sahip veya türbülanslı akış problemlerinde akış yapılarının tam olarak modellenememesinden dolayı doğru bir çözüme ulaşmak için bazen bilgisayar analizi bile yeterli olmayabilir. Bundan dolayı bu durumlarda diferansiyel analiz daha iyi sonuç vermektedir.

Sonsuz küçüklükteki bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu kanunu daimi olan (sürekli) rejimdeki, sıkıştırılabilir bir akış için aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.1)$$

Bu eşitlik genellikle süreklilik denklemi olarak adlandırılır ve aşağıdaki formda da yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.2)$$

En genel formda momentum denklemi şöyledir:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (2.3)$$

İdeal Akış (Euler Denklemi): Bütün gerçek akışkanlar viskozdur. Bununla beraber çoğu durumda da viskoz etkiler ihmal edilebilir. Bundan dolayı akışkanın viskozitesini sıfır kabul ederek sıkıştırılmaz ideal akışkan almak faydalıdır. İdeal (viskoz olmayan) akışlarda akış sürtünmesiz olduğu için akışkan partikülüne yalnız basınç etki eder. Sürtünmesiz akış için hareket denklemleri Euler Hareket Denklemleri olarak adlandırılır ve matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\rho g - \nabla P = \rho \frac{dV}{dt} \quad (2.4)$$

Bir kontrol hacmine giren ısı ve mekanik enerji, artı kontrol hacmi içinde üretilen enerji, eksi kontrol hacminden çıkan ısı ve mekanik enerji, kontrol hacmi içinde depolanan enerjiye eşittir. Buna göre enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\rho \cdot C_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \mu \phi \quad (2.5)$$

Sürtünme kayıpları $\mu \phi$, kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\mu \phi = \mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ \left. 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \right]^2 \right] \quad (2.6)$$

Fluent bu denklemleri sonlu hacimler metodu ile çözerek sonuca gitmektedir.

2.4. Isı Geçişi

Isı geçişi (veya ısı), sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, sıcaklık farkı mevcut olan her durumda ısı geçişi mutlaka gerçekleşir. Isı geçişinin gerçekleşmesine yol açan farklı mekanizmalar, ısı geçişinin türleri olarak adlandırılır [23]. Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için, iletim terimi kullanılır. Buna karşın, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı geçişi, taşınım terimi ile anılır. Isı geçişinin üçüncü türü ise, ısı ışıınım olarak adlandırılır. Taşınım ve iletimin birlikte olduğu durum ise bileşik ısı transferi olarak adlandırılır.

Bu çalışmada ısı geçişi türlerinden iletim ve taşınımın birlikte olduğu birleşik ısı transferi gerçekleşmektedir.

2.4.1. İletim ile ısı geçişi

İletim, bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklardan daha düşük enerjili parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucunda enerjinin aktarılması olarak düşünülebilir. Daha yüksek enerjili moleküller daha yüksek sıcaklıktadırlar ve komşu moleküller sürekli olarak çarpışırlarken, daha çok enerjili moleküllerden daha az enerjili moleküllere bir enerji aktarımı gerçekleşir. Öyleyse, bir sıcaklık farkı olması durumunda, sıcaklığın azaldığı yönde iletim ile enerji aktarımı gerçekleşmelidir [23].

Isı geçişi işlemlerini, uygun an denklemleri ile nicelemek mümkündür. Bu denklemler, birim zamanda aktarılan enerji miktarını hesaplamak için kullanılabilir. Isı iletimi için an denklemi, Fourier Yasası olarak bilinir. $T(x)$ sıcaklık dağılımına sahip bir-boyutlu düz duvar için an denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$q_x'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.7)$$

Isı akısı q_x'' (W/m^2), ısı geçişi doğrultusuna dik birim yüzeyden, birim zamanda, x doğrultusunda geçen ısıdır ve bu doğrultudaki sıcaklık gradyanı dT/dx ile doğru orantılıdır. Orantı katsayısı k , ısı iletim katsayısı ($W/m.K$) olarak adlandırılan bir

aktarım özelliğidir ve duvar malzemesi ile ilişkilidir. Eksi işaret ısı geçişinin, sıcaklığın azaldığı yönde gerçekleşmesinin bir sonucudur. Sıcaklık dağılımının doğrusal olduğu sürekli rejimde, sıcaklık gradyanı,

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.8)$$

olarak ifade edilebilir. Burada L dik yüzey uzunluğudur. Isı akısı ise

$$q''_x = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.9)$$

veya

$$q''_x = k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.10)$$

olarak yazılır.

2.4.2. Taşınım ile ısı geçişi

Taşınım ile ısı geçişi, iki mekanizmadan oluşmaktadır. Rasgele moleküler hareket (yayılım) sonucunda enerji aktarımının yanı sıra, akışkanın kitle veya makroskopik hareketi ile de enerji aktarımı olur. Bu akışkan hareketi herhangi bir anda, çok sayıda molekülün, topluca veya kümelenmiş olarak hareket etmesi ile ilgilidir. Bir sıcaklık gradyanı olması durumunda, böylesi bir hareket, ısı geçişine katkıda bulunur. Küme içindeki moleküller rasgele hareketlerini de korudukları için, toplam ısı geçişi, moleküllerin rasgele hareketi ile ve akışkanın kitle hareketi ile oluşan enerji aktarımlarının bir toplamıdır. Bu toplam aktarım söz konusu olduğunda, taşınım terimi; akışkanın kitle hareketi ile oluşan aktarım söz konusu olduğunda ise adveksiyon terimi kullanılır. Taşınım ile ısı geçişi, akışın türüne göre sınıflandırılabilir. Akış, bir fan, bir pompa veya atmosferik rüzgârlar gibi bir dış etki ile oluşuyorsa, zorlanmış taşınım söz konusudur. Buna karşın, doğal taşınım da akış, akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleriyle ilişkilidir. Taşınımın üçüncü çeşidi ise zorlanmış ve doğal taşınımın birlikte yer aldığı karışık taşınımdır.

Taşınım ile ısı geçişinin tüm türleri için kullanılan denklem,

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.11)$$

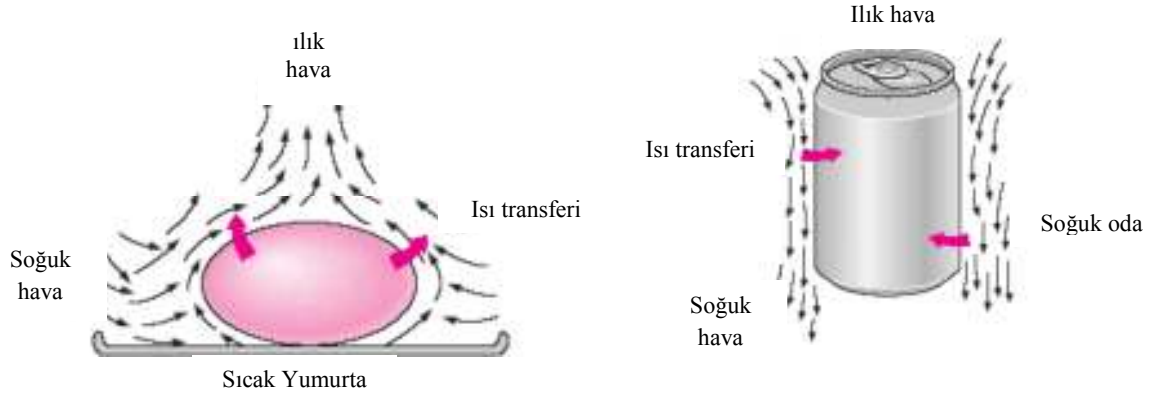
şeklindedir. Burada, taşınım ile ısı akısı q'' (W/m^2), yüzey ve akışkan sıcaklıklarının arasındaki fark ($T_s - T_\infty$) ile doğru orantılıdır. Bu ifade, Newton'un soğutma yasası olarak bilinir ve orantı katsayısı h ısı taşınım katsayısı olarak adlandırılır. Bu değer, yüzey geometrisine, akışkan hareketinin türüne ve akışkanın bazı termodinamik ve aktarım özelliklerine göre belirlenen sınır tabakadaki koşullara bağlıdır. Bu çalışmada doğal taşınım gerçekleştiğinden bu taşınım türü üzerinde durulacaktır.

2.4.2.1. Doğal Taşınım

Isı transferi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Zorlanmış taşınım, bir fan, vantilatör, pompa, vb. dış etkiler sonucu meydana gelirken, doğal taşınım da akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Doğal taşınım da ısı transferi, akışkan içindeki veya akışkanla sınır yüzey arasındaki sıcaklık farklarından ve bu farkın yoğunluk üzerinde oluşturduğu etkiden oluşmaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Genelde akışkanlar hem sıcak, hem de soğuk yüzeylerle temasta bulundukları için, sınır şartlarına bağlı olarak yer çekimi yönünde veya buna ters yönde akışkan hareketleri eş zamanlı olarak oluşur. Şekil 2.1'de bu durum basit olarak gösterilmiştir. Doğal taşınım ile ısı transferi, Rayleigh sayısına bağlı olarak laminar ve türbülanslı doğal taşınım olarak ikiye ayrılmaktadır. Kullanılan akışkana ve sınır şartlarına göre Rayleigh sayısının $10^3 - 10^7$ aralığındaki değerleri için laminar doğal taşınım, Rayleigh sayısının 10^9 'dan büyük olması durumunda ise türbülanslı doğal taşınım geçerlidir [25].

2.4.2.2. Doğal Taşınım'ın Özellikleri

Akışkan hızları ile doğal taşınım birbirine bağlıdır. Akışkan hızının artmasıyla taşınım ile ısı transferi de artar. Doğal taşınım ile ısı transferinde akış hızları genellikle küçük olduğundan ($1m/s$ 'den azdır), taşınım ile ısı transferi de yavaştır ve belki de bu nedenle, doğal taşınım ile ısı transferi az önemsenir. Oysa farklı yollarla ısı transferinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı transferine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli rol oynar.



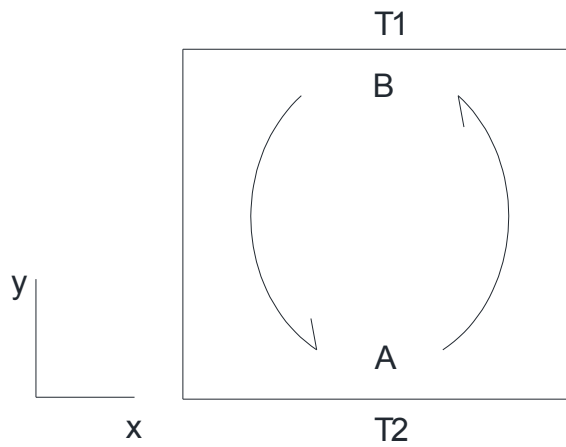
Şekil 2.1. Doğal taşınım: (a) Sıcak yumurtanın soğuk bir ortamda soğuması, (b) Soğuk soda kutusunun ılık bir ortamda kendiliğinden ısınması.

Doğal taşınım ile ısı transferi zorlanmış taşınım ile yapılandırılardan daha azdır. Bazı sistemlerin ısı transfer mekanizmasının zorlanmış taşınım yerine doğal taşınım ile çözülmesinin bir çok sebebi vardır. Doğal taşınım, akışkana hareket verecek ayrı bir ekipman gerekmez. Akışkan, sistemde oluşan sıcaklık farklarından dolayı hareket kabiliyeti kazanır. Sıcak olan akışkanın yoğunluğu az olduğu için yukarı doğru, sıcaklığı düşük olan akışkanında yoğunluğu diğerine göre yüksek olduğu için aşağı doğru hareket etme eğilimindedir. Bu durum ise taşınım akımlarının oluşmasını sağlayarak kapalı ortamda akışkanı harekete zorlar [24].

Doğal taşınımın sağladığı diğer avantajlar ise; sistemde hareketli ekipman (fan, pompa vb) olmadığı için rahatsız edici seslerin olmaması, çalışan ekipman olmadığından fazla enerji tüketilmemesi, çok çabuk tozlanmaması, iyi dizayn edildiğinde servis ömrünün uzun olması, bakım maliyetlerinin düşük olması, basit olması, güvenilirliğinin yüksek olması gibi mühendislik açıdan bir çok önemli faktörlerden bahsedebiliriz. Doğal taşınım ile ısı transferi uygulama alanları olarak, elektronik sistemlerin soğutulması (güç transistörleri, TV'ler, elektronik devre elemanları), radyatörler, termosifonlar, buz dolaplarının soğutucu akışkan boruları, güç transfer hatları, nükleer alanda enerji elde etmek için kullanılmış ve daha sonra fakirleşmiş uranyum yakıtın su havuzunda soğutulması ve doğal olarak insan ve hayvanların vücutlarından yayılan ısı örnek olarak verilebilir.

2.5. Boussinesq yaklaşımı

Doğal taşınımında akışın oluşabilmesi için sıcaklık önemli bir unsurdur. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi içerisinde akışkan bulunan kapalı bir kaptaki, iki nokta arasında sıcaklık farkı oluştuğunda ($T_2 > T_1$) yoğunluk farkı ($\rho_A < \rho_B$)’da oluşacaktır. Yoğunluğu yüksek olan B bölgesindeki akışkan yer çekiminin de etkisiyle aşağıya doğru hareket edecek ve A’daki akışkanı yukarı itecek, yoğunluğu düşük olan A bölgesindeki akışkan da yukarı doğru hareket edecektir. Sonuçta kapalı kap içinde saatin tersi yönde bir akışkan hareketi oluşacaktır.



Şekil 2.2. Kapalı kaptaki doğal taşınım

Sonuç olarak, doğal taşınım ile ısı transferinin gerçekleşmesi için akışkan yoğunluğunun sıcaklığa bağlı olarak değişmesi gerekmektedir. Boussinesq yaklaşımına göre momentum denklemindeki (2.3) kaldırma kuvvetinde yer alan yoğunluk hariç ortamın tüm özellikleri sabit kabul edilmektedir. Kaldırma kuvvetinde yer alan akışkan yoğunluğu aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (2.12)$$

Burada ρ akışkan yoğunluğunu, ρ_0 T_0 sıcaklığındaki akışkanın yoğunluğunu ve β ısı genleşme katsayısını göstermektedir. Isıl genleşme katsayısı aşağıdaki gibidir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=sabit} \quad (2.13)$$

Boussineq yaklaşımı, yoğunluk değişiminin ρ_0 ile karşılaştırıldığında küçük olduğu ve sıcaklık değişiminin ortam özelliklerini değiştirmeyecek kadar küçük olduğu haller için geçerlidir [24].

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE MATEMATİKSEL MODEL

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

Yüksek hızlı süper bilgisayarların geliştirilmesiyle karmaşık akış problemlerinin çözülmesinde bilgisayar kullanımını kaçınılmaz hâle gelmiştir. İşte bu noktada *Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği* (CFD), temel akış problemleriyle bilgisayar teknolojisi arasında bir köprü görevi görmektedir. CFD tekniği endüstriyel veya endüstriyel olmayan birçok uygulama alanında kullanılmaktadır. Bu uygulama alanının bazı örnekleri [26]:

- Uçakların ve araçların aerodinamiğinde: kaldırma ve sürükleme
- Gemilerin hidrodinamiğinde
- Enerji (güç) santralleri: Gaz türbinlerindeki yanma
- Turbo mekaniği: Geçitler, yayıcılar vs. içindeki dönen akışlar
- Elektrik-Elektronik mühendisliği: Mikro devreler içeren teçhizatın soğutulması
- Kimyasal işlemler mühendisliği: Karıştırma ve parçalama işlemleri, polimer kalıp yapma
- Binaların iç ve dış çevresi: Rüzgâr yüklemesi ve ısıtma-havalandırma
- Deniz mühendisliği: kıyıdan uzak yapılar üzerindeki yükler
- Çevre mühendisliği: Dışarı akan ve hava ve suyu kirleten kirleticilerin dağılımı
- Hidroloji ve okyanus coğrafyası: Akarsular, haliçler ve okyanuslardaki akışlar
- Meteoroloji: hava tahmini
- Biomedikal mühendislik: Atardamar ve toplardamarlardaki kan akışları.

CFD sayısal teknikler kullanarak akışkan hareketinin uzay ve zamana göre değişimini tahmin etmek için kullanılan oldukça güçlü bir yöntemdir. Bu amaçla akış alanı sonlu sayıda hacme bölünür. Hacimler arasında bağlantılar "node" ismi verilen noktalar ile yapılır. Her eleman için akışkan hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemleri bütün noktalarda geçerli varsayılır. Tüm düğüm noktaları için Navier-Stokes denklemlerinin uygulamasından elde edilen sonlu sayıdaki denklem sistemi ile çözülür. Fakat her noktada akış karakteristiklerini hesaplamak zordur. Bu zorluğu aşmak için, özellikle düğüm noktaları akış karakteristiklerinin değişimlerinin büyük olduğu süresizlik bölgelerinde (örneğin duvarlar ve köşeler) birbirine çok yakın seçilir. Oysa bunların değişimlerinin düşük olduğu diğer bölgelerde düğüm noktaları birbirinden uzak alınabilir. Düğüm noktalarının oluşturulması ve sayısı kullanılan sayısal çözüm yöntemine ve bilgisayar kapasitesine bağlı olduğu gibi akış olayına ve akış alanının geometrisine de bağlıdır. Hesaplama zamanı birkaç dakikadan birkaç güne kadar değişebilir. Günümüzde, CFD kullanan mühendislerin sayısı gittikçe artmaktadır. En çok kullanılan çok yönlü kodlar, birçok çeşitli akışkan (sıkıştırılabilir, sıkıştırılamaz, Newtonumsu, non-Newtonumsu vs. için), faz değişimi, çok fazlı, kararlı ya da kararsız akış, şok dalgaları, yüzey kuvvetleri ve kimyasal reaksiyonlar ile ilgili pek çok karmaşık problemi çözebilir. Bir akış hareketi kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklem sistemi ile tanımlanır. Bu denklemlerde viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur. Bundan dolayı, sıvı akışı tahmini, ısı ve kütle transferi, kimyasal reaksiyonlar ve benzeri konularda dizayn ve simülasyon çalışmalarında CFD kodundan yararlanılabilir ve bu kod değişik çalışmalarda kullanılabilecek pek çok fiziksel model içerir.

- Çalkantılı (türbülanslı) akışlar, ısı transferi, reaksiyon akışları, kimyasal karışımlar, yanma ve çok aşamalı akışlar,
- Otomotiv sektöründe tam araç aerodinamiği, ısı kontrolü, güç treni dizaynı,
- Kimya, yakıt gaz sektörlerinde ayırıcılar, reaktörler, paket yatakları, ısı/kütle transfer olayları,
- Güç endüstrisi sektöründe yanma sistemleri modelleme, NOX azaltma sistemleri, ocak dizaynı, hava veya parçacık değerlendirme ve sınıflama,

verilebilecek örnekler arasındadır. Diğer bazı kullanım alanlarına örnek olarak cam işleme, metal işleme, türbo makineler ve havalandırma-iklimlendirme-soğutma sistemlerinin dizaynı verilebilir [27].

CFD'nin avantajları kısaca şu şekildedir;

- Yeni tasarımlarda zamandan ve fiyattan tasarruf sağlar,
- Deneysel olarak çalışmanın zor veya imkansız olduğu büyük sistemlerde çalışma imkanı verir.
- Çalışma şartlarının tehlikeli olduğu sistemlerde çok yararlı bir sistemdir.

En temel anlamda CFD çözümleri üç aşamadan meydana gelir. Bunlar ön işlem (preprocessing), işlem/çözümleyici (processing/solver) ve son işlem (post-processing) aşamalarıdır. İlk aşama olan ön işlemde çözümlenmesi gereken akış alanı ve geometri modellenerek ağ yapısı oluşturulur. İşlem aşamasında ise genel akış denklemleri (bunlar kısmî diferansiyel denklemlerdir) çeşitli sayısal metotlar kullanılarak bilgisayar ortamında çözülür. Son aşama olan son işlemde ise problemin-fiziğiyle ilgili istenen sonuçlar işlenerek, (grafikler, kontur dağılımları, simülasyonlar vb.) gerekli analizler yapılır. Eğer mümkünse analiz sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılır [28].

Ön İşlemci: Ön işlem incelenecek problemin çözüm aşamasına getirilmesi için yapılan tüm çalışmaları kapsar ve kullanılacak çözüm yöntemine uygun bir çalışmayı gerektirir. Genelde geometrik modelleme işin başlangıç noktasıdır. Ön işlem aşamasında kullanıcı aktiviteleri aşağıdaki şekildedir:

- Analiz yapılacak bölgenin geometrisinin tanımlanması: Sayısal hesaplama alanı
- Kontrol hacminde veya kütleinde sayısal çözüm ağı oluşturulması yani bölgenin daha küçük alanlara bölünerek hücrelerin oluşturulması
- Modellemede fiziksel ve kimyasal olayların, mevcut olması durumunda bunlarında seçilmesi
- Akışkan özelliklerinin tanımlanması
- Problem çözümünü oluşturan bölge ile kesişen ya da bitişik olan hücrelerde yaklaşık sınır şartlarının belirtilmesi

Çözüm bölgesinin her noktasında karakteristiklerin (hız, basınç, sıcaklık vs.) belirlenmesine olanak sağlayan analitik çözüme karşı, sayısal çözüm sıcaklığın sadece ayrı noktalarda belirlenmesini öngörür. Bundan dolayı herhangi bir sayısal çözümde ilk adım bu noktaları seçmektir. Bu işlem çözüm alanını alt bölgelere bölerek ve her birinin merkezine bir referans noktası verilerek yapılır. Referans noktası genelde düğüm noktası olarak adlandırılır ve bu noktaların tümüne de ağ veya kafes denir. Her nokta belli bir bölgeyi gösterir ve karakteristiğin değeri o bölgenin ilgili özelliğe ait ortalama değeridir. Düğüm noktaları, bazen rasgele bir şekilde, fakat genelde geometriye uygunluk ve istenen çözüm hassaslığı gibi kriterlere göre seçilir. Sayısal çözümün hassaslığı genelde seçilen düğüm noktalarının sayısına bağlıdır. Eğer bu sayı büyükse (sık ağ) son derece hassas çözümler bulunabilir. Optimal ağ yapısı genellikle non-üniform yapıdadır yani akış-ısı transferi gibi problemin içerdiği karakteristiklerde geniş değişimlerin olduğu alanlarda daha büyük hücreler kullanılırken hesaplamanın daha önemli olduğu çözüm bölgesinde daha küçük hücreler oluşturulur.

Çözümleyici: Sayısal çözüm metotlarının üç farklı akış türü mevcuttur: sonlu farklar, sonlu elemanlar ve özel metotlar. Sayısal metotlarda çözümleyiciler genel olarak aşağıdaki temel adımları takip eder:

- Basit fonksiyonlar ile bilinmeyen akışkan değişkenlerinin yaklaşık olarak bulunması,
- Yaklaşık olarak bulunan değerlerin genel akışkanlar denklemlerinde ve sonradan elde edilen matematiksel işlemlerde yerine konulması,
- Cebirsel denklemlerin çözümü

Son İşlemci: Ön işlemde olduğu gibi son işlem aşamasında da fazla oranda bir çalışma yer alır. Bu aşamada çözümde elde edilen sonuçlar son işlemde işlenerek, değerlendirilerek faydalı ve kullanılabilir sonuçlar haline getirilirler [29].

3.2. Fluent

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımıdır. 1983' ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki CFD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari CFD yazılımı olarak

kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

Fluent, genel amaçlı bir CFD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesini sağlayarak kullanıcısının zorlu rekabet şartlarında emsallerinden bir adım önde olmasına katkıda bulunur.

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır.

3.3. Türbülans Modellemeleri

Türbülanslı akışkanlar düzensiz hız alanları ile karakterize edilirler. Bu düzensiz değişimler, momentum, enerji ve türlerin konsantrasyonu gibi taşınan miktarları karıştırırlar ve taşınan miktarların da düzensiz değişmesine sebep olurlar. Bu düzensiz değişimler küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabildiklerinden, pratik mühendislik hesaplamalarında direkt simüle edilmek için yüksek maliyetlidirler. Bunun yerine, kesin geçerli eşitlikler, küçük ölçekleri yok etmek için, çözülmesi daha az maliyetli olan düzeltilmiş eşitlik sistemleri ile sonuçlanan zaman ortalamalı, genel ortalamalı ya da başka türlü yöntemlerle manipüle edilmiştir. Fakat düzenleme yapılmış eşitlikler ek

bilinmeyen değişkenler içerirler ve türbülans modelleri bu değişkenleri bilinen nitelikler cinsinden tanımlamaya ihtiyaç duyarlar .

Fluent, türbülans modellerinin aşağıdaki seçeneklerini sağlar

- Spalart-Allmaras Modeli
- k- ϵ modelleri

Standart k- ϵ model

Renormalization-grup (RNG) k- ϵ model

Realizable k- ϵ modeli

- k-w modelleri

Standart k-w modeli

Kesme-gerilmesi transportasyon (SST) k-w modeli

- v^2 -f model
- Reynolds gerilme modeli (RSM)
- Large eddy simülasyonu (LES) modeli

3.3.2. RNG k- ϵ Modeli

RNG k- ϵ modeli, Renormalizasyon Grup Teorisi olarak adlandırılan titiz bir istatistiksel teknik kullanılarak çıkartılmıştır. Standart k- ϵ modeli ile benzer formdadır. Fakat aşağıdaki hassasiyetleri içermektedir.

RNG modeli, çabucak zorlanmış akışkanlar için doğruluğu dikkate değer biçimde artıran ϵ eşitliğinde ek terime sahiptir. Türbülanstaki dönmenin girdabın etkisi, girdaplı akışlar için doğruluğu artırarak RNG modelinde içerilmiştir. RNG teorisi, standart k- ϵ modeli kullanıcı tanımlı sabit değerler kullanırken, türbülans Prandtl sayıları için analitik bir formül sağlar.

Standart k- ϵ modeli yüksek Reynolds sayısı modeli iken, RNG teorisi, efektif viskozite için düşük Reynolds sayısı etkilerini hesaplayan analitik olarak çıkarılmış değişik bir formül sağlar. Bu özelliğin etkisi yakın duvar bölgesinin yaklaşık davranışına bağlıdır. Bu nitelikler, RNG k- ϵ modelini daha doğru ve geniş bir akış sınıfı için standart k- ϵ modelinden daha gerçekçi yapar.

RNG tabanlı k-ε türbülans modeli, renormalizasyon grup metotları (RNG) adı verilen bir matematiksel tekniği kullanarak enstantane Navier-Stokes eşitliklerinden çıkarılmıştır. Sabitli bir modelde analitik türetme sonuçları, standart k-ε modelinden farklıdır ve k ve ε için transport eşitliklerinde ek terimler ve fonksiyonlar vardır.

3.3.2.1. RNG k- ε Modeli İçin Transport Eşitlikleri

RNG k-ε modeli için transport eşitlikleri standart k-ε modeli ile benzer formdadır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(pk) + \frac{\partial}{\partial I_i}(pku_i) = \frac{\partial}{\partial I_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - p \in -Y_M + S_k \quad (3.1)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(p \in) + \frac{\partial}{\partial I_i}(p \in u_i) = \frac{\partial}{\partial I_i} \left(\alpha_{\in} \mu_{eff} \frac{\partial \in}{\partial I_i} \right) + C_{1\in} \frac{\in}{k} (G_k + C_{3\in} G_b) - C_{2\in} p \frac{\in^2}{k} - R_{\in} + S_{\in} \quad (3.2)$$

Sıkıştırılabilir daimi akış için bu denklemler:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m \quad (3.3)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_{\varepsilon} \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} - \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_{\varepsilon} \quad (3.4)$$

halini alır.

Bu eşitliklerde G_k hesaplanması ortalama hız grandyanlarına bağlı türbülans kinetik enerjisini ifade eder. G_b hesaplanmış kaldırma kuvvetine bağlı türbülans kinetik enerjisini ifade eder. Y_m , hesaplanan baştanbaşa yayılım oranına sıkıştırılabilir türbülantsta düzensiz değişen genleşmenin etkisini ifade eder. α_k ve α_{ε} nitelikleri, sırasıyla k ve ε sayıları için ters efektif Prandtl sayılarıdır. S_{ε} ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir. Tabii konveksiyon problemlerinde RNG / k- ε önerilmiştir.

3.3.2.2. Efektif Viskozitenin Modellenmesi

RNG teorisindeki ölçek eleme prosedürü türbülans viskozitesi için farklı bir eşitlikle sonuçlanır.

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_v}} d\hat{\nu} \quad (3.5)$$

Burada

$$\hat{\nu} = \mu_{ee} / \mu \quad (3.6)$$

$$C_v \approx 100 \quad (3.7)$$

Eşitlik (3.3), efektif türbülanslı transferin efektif Reynolds sayısı(veya eddy ölçeği) ile nasıl değiştiğinin doğru tanımını elde etmek için integre edilmiştir, bu tanım düşük Reynolds sayısı ve yakın-duvar akışlarını daha iyi ele almaya izin vermelidir.

Yüksek Reynolds sayısı limitlerinde, eşitlik

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

Burada c_μ RNG teorisini kullanarak çıkarılmıştır. Not edilmelidir ki, bu değer standart k- ε modelinde kullanılan ampirik tanımlı 0.09 değerine çok yakındır.

Fluentte, ihmal ile efektif viskozite eşitlik 3.8'deki yüksek Reynolds sayısı formu kullanılarak hesaplanmıştır. Ancak, düşük Reynolds sayısı etkilerini kapsama almak istediğinizde, eşitlik 3.5'deki diferansiyel eşitliği kullanmaya izin veren bir opsiyonu vardır.

3.3.2.3. Ters Efektif Prandtl Sayılarının Hesaplanması

Ters efektif Prandtl sayıları, α_k ve α_ε , aşağıdaki RNG teorisinden analitik olarak çıkarılmış formülü kullanarak hesaplanır.

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.9)$$

Burada $\alpha_0 = 1.0$ Yüksek Reynolds sayısı limitinde ($\mu_{mol} / \mu_{eff} \ll 1$) $\alpha_k = \alpha_e \approx 1.393$

3.3.2.4. ϵ Eşitliğinde R_ϵ Terimi

RNG ve standart k- ϵ modeli arasında ana fark aşağıda verilen ϵ eşitliğindeki ek terimdedir

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu p \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.10)$$

Burada $\eta = S_k / \epsilon$

RNG ϵ eşitliğinde bu terimin etkileri, eşitlik 3.2'in yeniden düzenlenmesiyle açıkça görülebilir. 3.8 eşitliğini kullanarak eşitlik 3.2'de eşitliğin sağ tarafındaki üçüncü ve dördüncü terimler birleştirilebilir ve ϵ eşitliği formül tekrar yazıldığında

$$\frac{\partial}{\partial t} (p \epsilon) + \frac{\partial}{\partial I_i} (p \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial I_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial I_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* p \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.11)$$

Burada $C_{2\epsilon}^*$

$$C_{2\epsilon}^* \equiv C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu p \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.12)$$

$\eta < \eta_0$ olduğu bölgelerde, R terimi pozitif bir etki yapmaktadır ve $C_{2\epsilon}^*$, $C_{2\epsilon}$ 'den büyük olmaktadır. Logaritmik katmanda, örnek olarak, $\eta \approx 3.0$ $C_{2\epsilon}^* \approx 2.0$ 'dan büyük olarak gösterilebilir. Bu değerler standart k- ϵ modelindeki $C_{2\epsilon}$ değerine çok yakındır. Sonuç olarak, az çok zorlanmış zayıf akışlar için, RNG modeli, standart k- ϵ modeli ile kıyaslanabilir sonuçlar vermektedir.

Ancak $\eta > \eta_0$ olduğu bölgelerde, R terimi negatif bir etki yapmaktadır ve $C_{2\epsilon}^*$, $C_{2\epsilon}$ 'den küçük olmaktadır. Standart k- ϵ modeli ile karşılaştırıldığında, k 'yı ve efektif

viskoziteyi düşürerek ε 'nin daha küçük yıkımları için ε 'yi artırır. Bunun bir sonucu olarak, ani zorlanmış akışlarda, RNG modeli standart k-e modeline kıyasla daha düşük türbülans viskoziteye değinir.

Dolayısıyla, RNG modeli, standart k- ε modeline kıyasla, ani zorlanma ve akış çizgisi eğimliliğinin etkilerine daha duyarlıdır. Bu RNG modelinin, kesin akış sınıfları için iyi performansı açıklar.

3.3.2.5. Model Sabitleri

Eşitlik 3.2 deki model sabitleri C_{1e} ve C_{2e} , RNG teorisinden analitik olarak çıkarılmış değerlere sahiptir. Fluentte bu değerler $C_{1e} = 1.42$, $C_{2e} = 1.68$ 'dir.

3.3.2.6. k- ε Modelinde Türbülans Üretiminin Modellenmesi

Türbülans kinetik enerjinin üretimini ifade eden, G_k terimi, RNG ve realizable k-e modelleri için aynı şekilde modellenmiştir. k transportunun kesin eşitliğinden bu terim şöyle tanımlanabilir

$$G_k = -\overline{\rho u_i^1 u_j^1} \frac{\partial u_j}{\partial I_i} \quad (3.13)$$

Boussinesq hipotezi ile uyumlu bir şekilde G_k 'yı hesaplamak için

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.14)$$

Burada S ortalama strain tensör oranının modülüdür ve şöyle tanımlanır

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.15)$$

3.2.2.7. RNG k-ε Modelinde Kaldırma Kuvvetlerinin Türbülansa Etkileri

Sıfır olmayan yerçekimi alanı sıcaklık gradyanı eş zamanlı olarak sunulduğunda, Fluentte k-ε modelleri, k'yı kaldırma kuvvetlerine (3.1 ve eşitliğindeki G_b) ve 3.2 eşitliğindeki ε 'nin üretimine karşılık gelen katkıya bağlı olarak hesaplar.)

Kaldırma kuvvetine bağlı türbülansın oluşumu şöyle verilir

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial I_i} \quad (3.16)$$

Burada Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısıdır ve g_i i yönünde yerçekimsel vektör bileşenidir. RNG k-ε modelinde $Pr_t=1/\alpha$, α eşitlik 3.9'dan $\alpha_0=1/Pr=k/\mu_c$ olduğunda termal genleşme katsayısı β şöyle tanımlanır

$$\beta = -\frac{1}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_p \quad (3.17)$$

İdeal gazlar için eşitlik aşağıdaki forma indirgenir

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{p Pr_t} \frac{\partial p}{\partial I_i} \quad (3.18)$$

k için transport denklemlerinden (eşitlik 3.1 ve 3.2) görüldüğü gibi türbülans kinetik enerjisi sabit olmayan katmanlaşmada ($G_b > 0$) artmaya meyillidir. Sabit katmanlaşma için, kaldırma kuvvetleri türbülansı bastırmaya meyillidir. ($G_b < 0$). Fluentte, k'nın oluşumunda kaldırma kuvvetlerinin etkisi, sıfır olmayan sıcaklık (veya yoğunluk) gradyanı olduğunda her kapsama alınır.

k'nın oluşumunda kaldırma kuvvetlerinin etkisi iyi anlaşılırken, ε 'deki etkiler daha az nettir. Fluentte, ihmallere ile, ε için transport eşitliğinde (3.2 veya) G_b 'nin 0 alınmasıyla ihmal edilir.

Ancak, ε 'de kaldırma kuvvetinin etkileri viskoz model panelinde alınabilir. Bu durumda, eşitlik 3.17 de verilen G_b değeri ε için transport eşitliğinde kullanılır. (3.2 eşitliği)

ε 'nin kaldırma kuvvetlerinden etkilenme derecesi $C_{3\varepsilon}$ ile tanımlanır. Fluentte, $C_{3\varepsilon}$ belirtilmemiştir, fakat yerine aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır

$$C_{3\epsilon} = \tanh \left[\frac{v}{u} \right] \quad (3.19)$$

Burada v yerçekimi vektörüne paralel akış hızı bileşenidir ve u yerçekimi vektörüne dik akış hızı bileşenidir. Bu yolla, kaldırma kesme tabakaları için $C_{3\epsilon}=1$ olur. Burada ana akış yönü yer çekimi yönü ile hizalıdır. Yer çekimi vektörüne dik kaldırma kesme tabakaları için $C_{3\epsilon}=0$ olur.

3.2.2.8. RNG k-ε Modelinde Sıkıştırılabilirliğin Türbülansa Etkileri

Yüksek Mach-sayılı akışlar için, sıkıştırılabilirlik, genleşme yayını boyunca türbülans etkiler. Bu normalde sıkıştırılmaz akışların modellenmesinde ihmal edilir. Genleşme yayınının ihmal, sıkıştırılabilir karıştırma ve diğer serbest kesme tabakaları için Mach sayılarının artırılması ile yayılım oranındaki düşüşü tahminde başarısızdır.

Fluentteki k-ε modellerinde bu etkileri hesaplamak için, genleşme yayını terimi Y_m , k eşitliğinde içerilmiştir. Bu terim Sarkar tarafından bir öneriye göre modellenmiştir

$$Y_M = 2p \in M_t^2 \quad (3.20)$$

Burada M_t türbülant Mach sayısıdır ve şöyle tanımlanır

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (3.21)$$

Burada $a \left(\equiv \sqrt{\gamma RT} \right)$ ses hızıdır.

Bu sıkıştırılabilir modifikasyon, ideal gaz yasasının sıkıştırılabilir formu kullanıldığında etki alır.

3.2.2.9. RNG k-ε Modelinde Konvektif Isı ve Kütle Transferinin Modellenmesi

Fluentte, türbülant ısı transferi, türbülant momentum transferine Reynolds analoji konseptini kullanarak modellenmiştir.

Bu modellenmiş enerji eşitliği aşağıda verilmiştir

$$\frac{\partial}{\partial t}(pE) + \frac{\partial}{\partial I_i} \left[u_i (pE + p) \right] = \frac{\partial}{\partial I_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial I_j} + u_i (T_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (3.22)$$

Burada E toplam enerji, k_{eff} efektif ısı iletkenliği ve $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ saptırılmış stres tensörüdür ve şöyle tanımlanır

$$(T_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_j}{\partial I_j} + \frac{\partial u_i}{\partial I_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial I_i} \delta_{ij} \quad (3.23)$$

$(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ içeren terim viskoz ısıtmayı ifade eder ve her zaman eşleştirilmiş çözücülerle hesaplanır. Segregated solver de ihmal edilerek hesaplanmamıştır, fakat, viskoz panelinden ulaşılabilir.

RNG k-ε modeli için, efektif ısı iletkenliği

$$k_{\text{eff}} = \alpha c_p \mu_{\text{eff}} \quad (3.24)$$

Burada α , eşitlik 3.8'den hesaplanır fakat $\alpha_0 = 1/\text{Pr} = k/\mu c_p$

Eşitlik 3.8'de olduğu gibi α 'nın $\mu_{\text{mol}}/\mu_{\text{eff}}$ ile değiştiği gerçeği RNG k-ε modelinin bir avantajıdır.

Türbülans Prandtl sayısının moleküler Prandtl sayısı ve türbülans ile değiştiğini gösteren deneysel delillerde uyumludur.

RNG modeli için, kütle transferi için efektif türbülans yayılma gücü ısı transferi için kullanılan metoda uygun biçimde hesaplanır.

Eşitlik 3.8'de α_0 'ın değeri $\alpha_0 = 1/S_c$ dır, burada S_c moleküler Schmidt sayısıdır.

3.3.3. Duvar - Sınırlı Türbülanslı Akışkanlar İçin Yakın – Duvar Yaklaşımları

Türbülanslı akışlar, duvarların varlığından dikkate değer bir biçimde etkilenirler. Dolayısıyla, ortalama hız alanı, duvarda sağlanması gereken kayma şartı boyunca etkilenir. Buna rağmen, türbülans aynı zamanda önemsiz olmayan yönde duvarın varlığı ile değiştirilir. Duvara çok yakında, kinematik engelleme normal değişimleri düşürürken, viskoz sönüm tanjant hız değişimlerini düşürür. Buna rağmen, ortalama hızdaki geniş gradyanlara bağlı olarak türbülans kinetik enerjinin üretimi ile yakın duvar bölgesinin dış tarafında türbülans hızla artar.

Yakın - duvar modeli, duvarlar ortalama hız ve türbülansın ana kaynağı olduğunda, sayısal sonuçların uygunluğunu dikkate değer biçimde etkiler. Dahası, çözüm

değişkenleri geniş gradyanlara sahiptir ayrıca momentum ve diğer skaler transportlar daha kolay ortaya çıkarlar. Bundan dolayı yakın duvar bölgesindeki akışın kesin ifadesi duvar – sınırlı türbülanslı akışlar için başarılı tahminleri tanımlar.

$k - \varepsilon$ modelleri RSM ve LES modelleri, türbülanslı çekirdek öncelikli akışları için geçerlidir. Bundan dolayı yorumlar, bu modellerin duvar – sınırlı akışlar için nasıl uygun hale getirilebileceği için yapılmalıdır.

Fluent programında üç çeşit yakın duvar yaklaşımı vardır.

- Standart duvar fonksiyonu (standart wall function)
- Dengede olmayan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function)
- İyileştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall function)

Bu çalışmada en uygun çözüm iyileştirilmiş duvar yaklaşımı ile alındığı için, bu konuya değinilecektir.

3.3.3.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı

İyileştirilmiş duvar yaklaşımı, iki tabaka modelini iyileştirilmiş duvar fonksiyonu ile birleştiren bir yakın duvar modelidir. Eğer yakın duvar mesh değeri, laminar alt tabakayı (tipik olarak $y^+ \approx 1$) çözülebilecek kadar iyiye, iyileştirilmiş duvar yaklaşımı, geleneksel iki tabaka bölgesel modeli ile özdeş olacaktır. Fakat, yakın duvar mesh değerinin her yerde yeterince iyi olması şartı, çok fazla hesaplama yükü getirebilir.

3.3.3.1.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı İçin İki Tabaka Modeli

Fluent programında, yakın duvar modelinde, viskoziteden etkilenen yakın duvar bölgesi viskoz alt tabaka botunca tamamen çözülmüştür. İki tabaka yaklaşımı iyileştirilmiş duvar yaklaşımının integral kısmıdır ve ε ve yakın duvar hücrelerindeki türbülans viskoziteyi tanımlamak için kullanılır. Bu yaklaşımda bütün bölge viskozite etkileşimli bölge ve tam türbülanslı bölge olmak üzere ayrılır. İki bölgenin sınırlarının belirlenmesi duvar mesafesi tabanlı türbülans Reynolds Sayısı (Re_y) ile tanımlanır:

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.25)$$

Burada y hücre merkezlerinde normal doğrultudaki duvardan olan uzaklıktır. Fluent programında “ y ” en yakın duvara olan mesafe olarak tanımlanır.

$$y \equiv \min_{r_m \in \Gamma_w} \min \|r - r_w\| \quad (3.26)$$

Burada r alan noktasındaki yer vektörü, r_w duvar sınırında yer vektörüdür. Γ_w duvar sınırlarının birleşimidir. Bu yorum kompleks şekilli duvarların akış bölgelerindeki y 'nin basitçe açıklanmasına izin verir. Dahası bu yolla tanımlanan y , kullanılan mesh yapısından bağımsızdır ve yapılanmamış meshlerde tanımlanabilir.

Tam türbülanslı bölgede ($Re_y > Re_y^*$; $Re_y^* = 200$) $k-\varepsilon$ modelleri çalıştırılır.

Viskozite etkileşimli yakın duvar bölgesinde Wolfstein'in tek eşitlik modeli çalıştırılır. Bu modelde türbülans viskozitesi Aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (3.27)$$

Burada l_μ :

$$l_\mu = y C_l (1 - e^{-Re_y / A_\mu}) \quad (3.28)$$

Yukarda açıklanan türbülans viskozite için iki tabaka formülasyonu iyileştirilmiş duvar yaklaşımının bir parçası olarak kullanılır. Burada iki tabaka tanımlaması dış bölgede yüksek Reynolds sayısı μ_t tanımlaması ile birleştirilmiştir:

$$\mu_{t,enh} = \lambda_e \mu_t + (1 - \lambda_e) \mu_{t,2layer} \quad (3.29)$$

Burada μ_t yüksek reynolds sayısı tanımlamasıdır. λ_e karıştırma fonksiyonudur ve:

$$\lambda_e = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad (3.30)$$

Burada A sabiti karıştırma fonksiyonunun genişliğidir. Genişliği ΔRe_y 'ye bağlı olarak tanımlarsak:

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{\tanh(0.98)} \quad (3.31)$$

ε alanı aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$e = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (3.32)$$

Burada l_ε :

$$l_\varepsilon = y c_l \left(1 - e^{-\text{Re}_y / A_\varepsilon} \right) \quad (3.33)$$

Eğer bütün bölge viskozite etkileşimli bölgede ise ($\text{Re}_y < 200$), ε transport denkleminin çözümlerinden elde edilemez. Bunun yerine denklem...dan elde edilir. Fluent iç bölgede cebirsel tanımlı ε ve dış bölgede transport denklemlerinin çözümünden elde edilen ε arasında düzgün geçiş sağlamak için ε tanımlamasında μ_t ye benzer bir prosedür kullanır.

Eşitliklerdeki sabitler:

$$c_l = k C_\mu^{-3/4}, A_\mu = 70, A_\varepsilon = 2 c_l \quad (3.34)$$

3.3.3.1.2. İyileştirilmiş Duvar Fonksiyonları

Yakın duvar bölgeleri boyunca uygulanabilirliği genişletilebilen bir metoda sahip olabilmek için duvar kuralını, bütün duvar bölgesi için tek bir duvar gibi formüle etmek gereklidir. Fluent bunu duvarın laminar ve türbülans kurallarını karıştırmak için aşağıda verilen fonksiyonu kullanarak elde eder:

$$u^+ = e^\Gamma u_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} u_{turb} + \quad (3.35)$$

Burada karıştırma fonksiyonu:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1 + b y^+} \quad (3.36)$$

$$c = \exp\left(\frac{E}{E''} - 1.0\right) \quad (3.37)$$

$$a = 0.01c \quad (3.38)$$

$$b = \frac{5}{c} \quad (3.39)$$

Burada $E=9.793$ ve $E'' = E/f_r'$ dir. Burada f_r pürüzlülük fonksiyonudur.

Benzer şekilde, $\frac{du^+}{dy^+}$ değişkeni için genel eşitlik:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{\frac{1}{\Gamma}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (3.40)$$

Bu yaklaşım tam türbülanslı kuralının kolaylıkla modifiye edilmesine ve basınç gradyanları veya değişken özelliklerin etkilerini de hesaba katmak için genişletilmesine izin verir. Bu formül ayrıca y^+ 'nın geniş ve küçük değerleri için doğru asimptotik davranışını verir ve y^+ 'nın duvar tampon bölgesinin içine düştüğü yerdeki hız profilinin mantıklı ifadesini verir ($3 < y^+ < 10$).

İyileştirilmiş duvar fonksiyonları iyileştirilmiş türbülans duvar kanununu laminar duvar kanunu ile pürüzsüzce karıştırarak geliştirilmiştir. Isı transferli ve basınç gradyanlı sıkıştırılabilir akış için duvarın iyileştirilmiş türbülans kanunu aşağıdaki gibidir.

$$\frac{du_{turb}^+}{dy^+} = \frac{1}{ky^+} \left[S' \left(1 - \beta u^+ - \gamma (u^+)^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.41)$$

Burada:

$$S' = \begin{cases} 1 + \alpha y^+, & \text{for } y^+ < y_s^+ \\ 1 + \alpha y_s^+, & \text{for } y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (3.42)$$

Ve

$$\alpha \equiv \frac{v_{\omega}}{\tau_{\omega} u^*} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dp}{dx} \quad (3.43)$$

$$\beta \equiv \frac{\sigma_t q_{\omega} u^*}{c_p \tau_{\omega} T_{\omega}} = \frac{\sigma_t q_{\omega}}{\rho c_p u^* T_{\omega}} \quad (3.44)$$

$$\gamma \equiv \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2c_p T_\omega} \quad (3.45)$$

Burada y_s^+ log-law eğiminin sabit kaldığı yerdir. İhmal ile $y_s^+=60$ 'dır. Eşitlik 3.41 deki α sabiti basınç gradyanlarının etkisini, β ve γ sabitleri ise termal etkileri gösterir. 3.41 eşitliği sıradan bir diferansiyel denklem olup, Fluent uygun bir analitik çözüm sağlayacaktır. Eğer α , β ve γ 0 a eşit olursa, analitik bir çözüm, duvarın klasik türbülans logaritmik kanununa işaret edecektir.

Duvarın laminar kanunu aşağıdaki ifadeden çıkarılır:

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + \alpha y^+ \quad (3.46)$$

Not edilmelidir ki yukarıdaki ifade, laminar duvar kanunundaki ısı transferi ve sıkıştırılabilirliğe bağlı değişken özelliklerin etkileri ihmal edildiğinde, sadece α boyunca basınç gradyanlarının etkilerini içerir. Bu etkiler ihmal edilmiştir çünkü, duvara yakın oluştuklarından ikincil bir etkiye sahip oldukları düşünülmüştür. $S \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}$ eşitliğinin integre edilmesi ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$u_{lam}^+ = y^+ \left(1 + \frac{\alpha}{2} y^+ \right) \quad (3.47)$$

İyileştirilmiş termal duvar fonksiyonları, u^+ profili için geliştirilen aynı yaklaşımı izler. Birleştirilmiş duvar termal formülasyonu laminar ve logaritmik profilleri karıştırarak aşağıdaki şekli alır

$$T^+ = e^\Gamma T_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} T_{turb}^+ \quad (3.48)$$

Burada:

$$\Gamma = -\frac{\alpha (\text{Pr } y^+)^4}{1 + b \text{Pr}^3 y^+} \quad (3.49)$$

Burada Pr moleküler Prandtl sayısı, a ve b katsayıları eşitlik 3.38 ve 3.39 de izah edildiği gibidir. Yukardaki T^+ formülasyonundan farklı olarak, iyileştirilmiş termal

duvar fonksiyonları standart termal duvar fonksiyonları ile aynı mantığı izler. Türbülans kinetik enerji için sınır şartı standart duvar fonksiyonu ile aynıdır. Fakat, türbülans kinetik enerji üretimi G_k duvarın iyileştirilmiş kanunu ile tutarlı biçimde, yakın duvar bölgesi boyunca geçerli bir formülasyon sağlayarak, hız bileşenlerini kullanarak hesaplanır.

4. BÖLÜM

HESAPLAMALAR

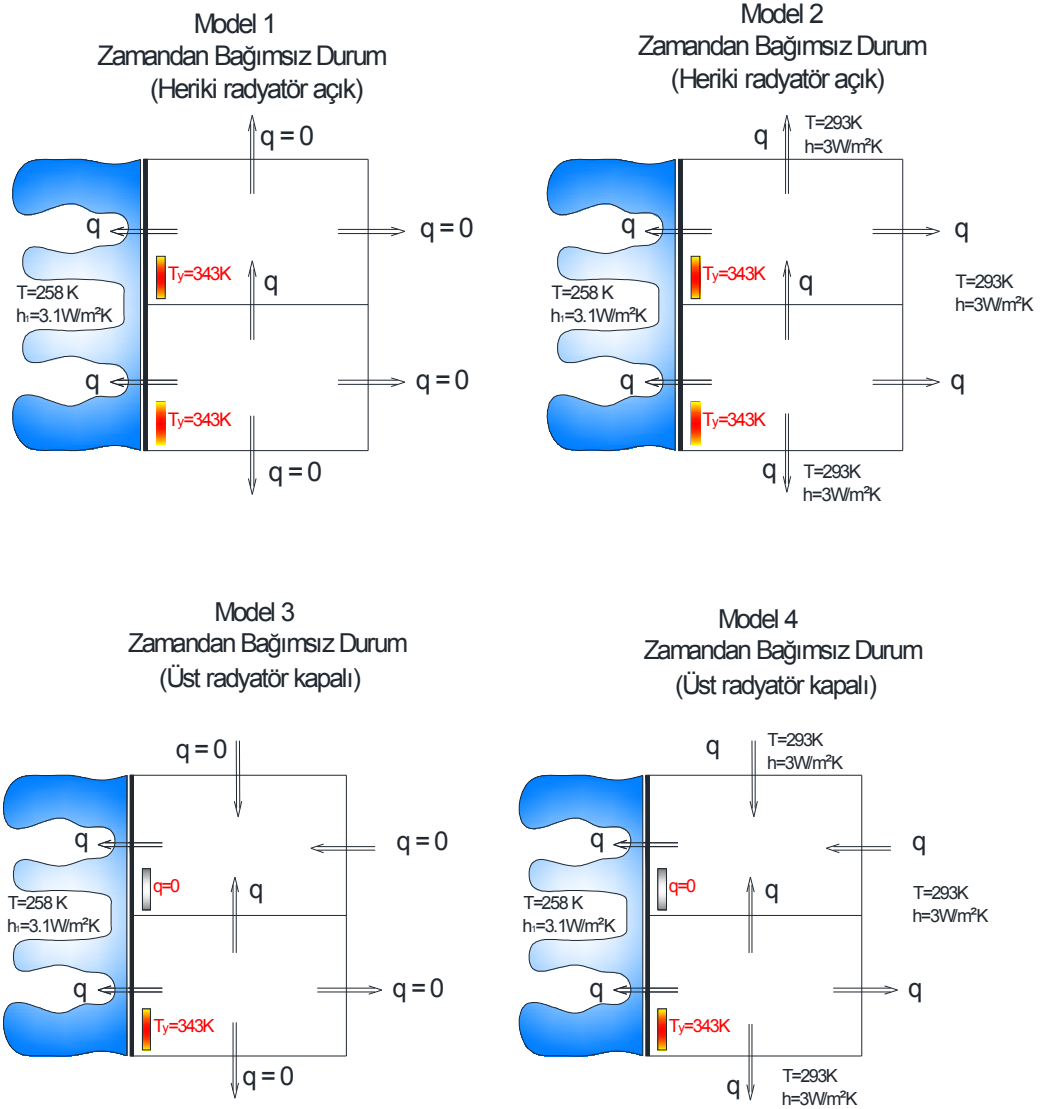
Çözümlerin bulunuşu amacı ile analitik yöntemlerin yeterli olmadığı geometriler ve/veya sınır koşulu içeren problemlerde CFD bilgisayar kodu kullanılmaktadır. Bu bilgisayar kodları genellikle sonlu fark, sonlu-eleman veya sınır eleman gibi sayısal yöntemleri kullanarak çözüm yapmaktadır. Bu çalışmada kullanılan, bir CFD bilgisayar kodu olan Fluent de akışı karakterize eden korunum denklemlerini sonlu hacimler metodu ile çözmektedir.

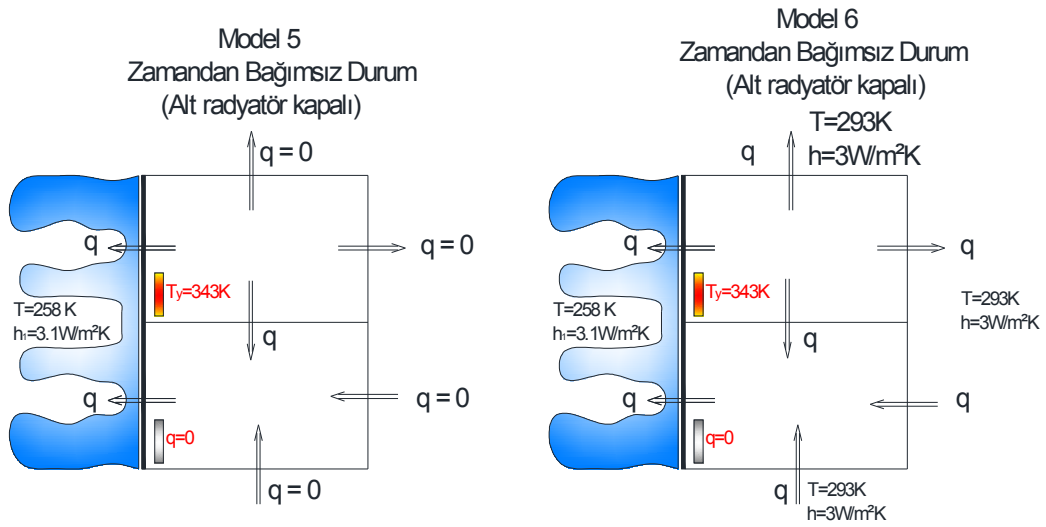
Bütün sayısal çözümlerde olduğu gibi, burada da bulunan çözümün kabul edilebilir olabilmesi önemli olacaktır. Literatürde sayısal sonuçları doğrulamak için ele alınan model üzerinde deneysel bir çalışma da yapılması tercih edilen bir yöntemdir. Tercih edilen mesh yapısı, kullanılan eleman sayısı, seçilen türbülans modeli gibi pek çok parametre sayısal sonuçları etkileyecektir. Bu çalışma esas itibariyle bir doğal taşınım problemidir. Isı transferi mekanizmasında radyasyon(ışınım) da mevcuttur. Ancak çalışmada radyasyon ihmal edilmiştir. Radyatörden oda ortamına akan tüm ısının tabii konveksiyon ile aktığı kabul edilmiştir. Literatürde düşey yüzeylerden doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferinin hesaplanabileceği deneysel çalışmalara dayanan pek çok ampirik denklem mevcuttur. Dolayısıyla, bu çalışmada kullanılacak mesh yapısı, eleman sayısı, türbülans modeli gibi etkili büyüklükler bu ampirik denklemler vasıtasıyla bir ön çalışma ile tespit edilebilir. Daha önce yapılan çalışmada çalışılan problem için en uygun mesh yapısı türbülans modeli ve duvar fonksiyonu tespit edilmiştir [30]. Bu çalışmaya göre hesaplamalarda Fluent bilgisayar kodunun RNG (Renormalization group) k- ϵ modeli kullanılmıştır. Duvar fonksiyonu ise iyileştirilmiş duvar fonksiyonu seçilmiştir.

4.2. Problemin Modellemesi

Farklı sınır şartları ve radyatörlerin açık-kapalı olması durumlarına göre hesaplamalar aşağıdaki modeller çerçevesinde yapılmıştır. İlk etapta sınır şartları sabit tutulup zamandan bağımsız sıcaklık dağılımı ve ısı akıları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda ele alınan modeller Şekil 4.2 deki gibi görülmektedir.

4.3. Sıcaklığın zamana bağlı olmadığı durum

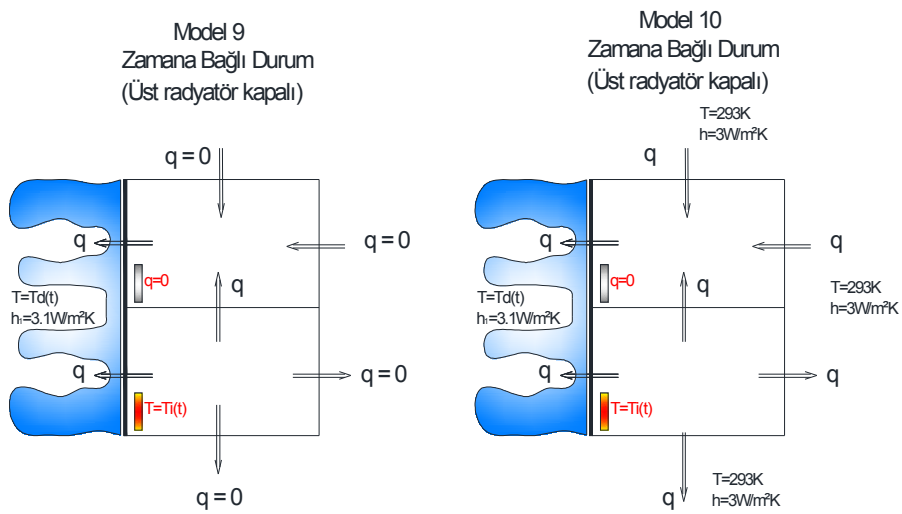


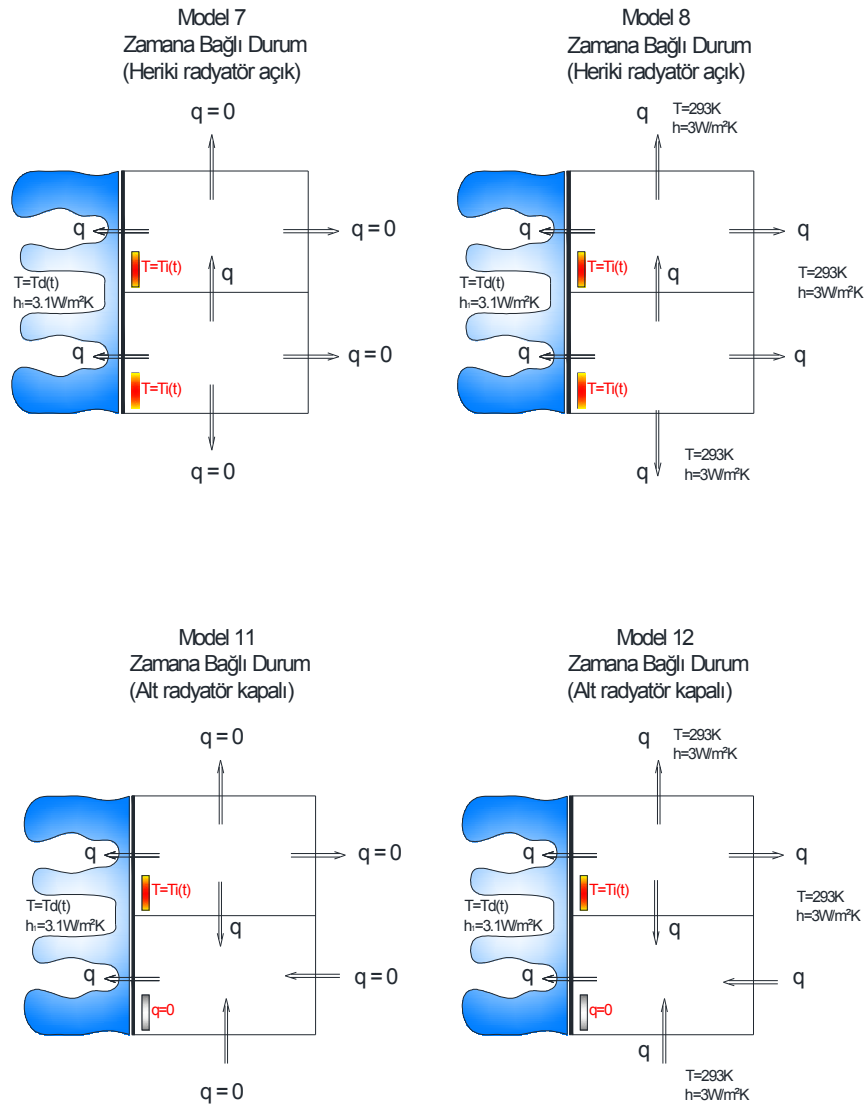


Şekil 4.2. İncelenecek olan problem modeli

İkinci etapta ise sınır şartları zamana bağlı olarak değiştirilmiştir. Dış ortam sıcaklığı ve radyatör yüzey sıcaklığı zamana bağlı olarak denklem (4.1),(4.2)'deki gibi tanımlanmıştır. Bu denklemlerin eğrisel ifadesi Şekil (5,3) ve (5,5)'de görülmektedir. Zamana bağlı analizler Şekil 4.3 de görünen modellere göre gerçekleştirilmiştir.

4.4. Sıcaklığın zamana bağlı olarak değiştiği durum





Şekil 4.3. Zamana bağlı durum için problem modellemesi

Zamana bağlı olarak dış ortam ile radyatör yüzey sıcaklık değişimleri aşağıdaki denklemlere göre hesaplanmıştır. Bunlar aşağıdaki gibidir.

$$T_d(t) = 258 + 10 \sin\left(\frac{2\pi}{86400}\right) \quad (4.1)$$

$$T_i(t) = 288 + 60 \left[\sin\left(\frac{2\pi}{86400}\right) \right]^2 \quad (4.2)$$

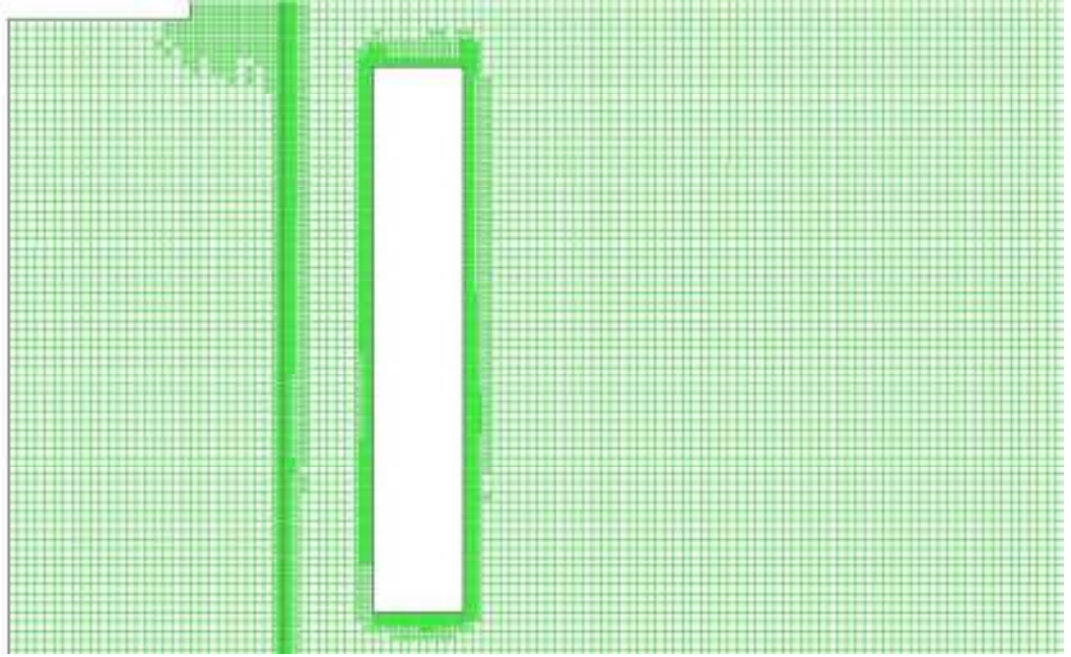
İki ayrı katta ayrı ayrı ısıtma halleri göz önüne alınacaktır. Çalışmamızın konusunda da belirtildiği üzere merkezi sistemden bireysel sisteme dönüşen bir yapıda sistemin performansının sayısal olarak incelenebilmesi için üç farklı durum ele alınacaktır.

- 1- Her iki radyatöründe açık olması durumu (her ikisi de açık)
- 2- Alt radyatörün açık üst radyatörün kapalı olduğu durum (alt açık)
- 3- Üst radyatörün açık alt radyatörün kapalı olduğu durum (üst açık)

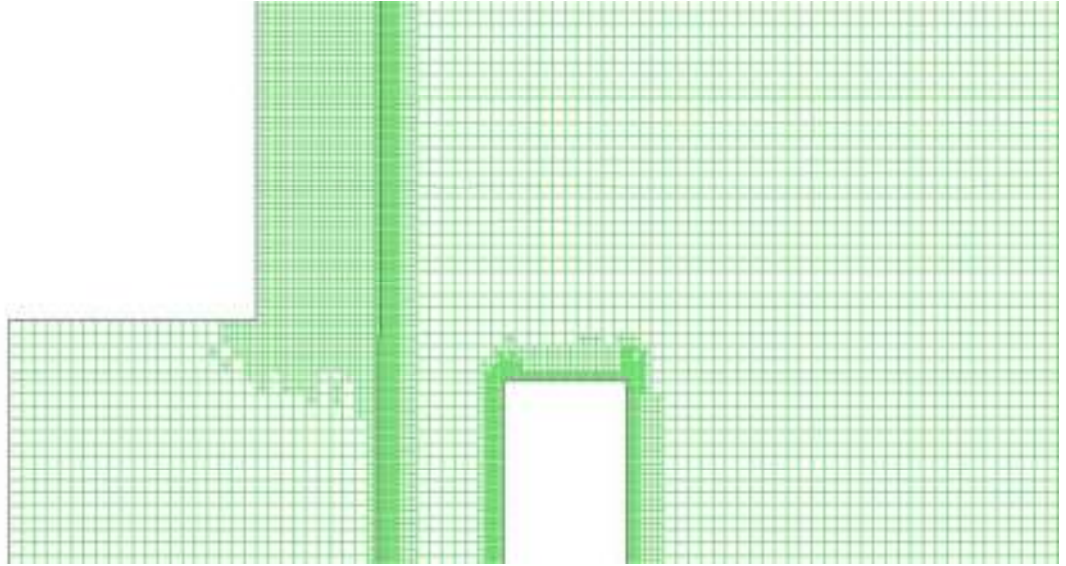
Bu durumlar için ele alınan sistemde ısıtılacak hacimler iki boyutlu olarak incelenecek olup dış ölçüleri $5,50 \times 2,90 = 15,9 \text{ m}^2$ olarak düşünülmüştür. Her iki oda içerisinde de $0,6 \times 0,1 \text{ mt.}$ ölçülerinde radyatör seçilmiş, oda içerisinde mobilya olarak iki koltuk, bir masa, bir dolap olduğu tasarlanmıştır.

Duvarlarda tuğla olarak yatay delikli tuğla seçilmiştir. İç sıva için kireç harçlı sıva ve dış sıva için çimento harçlı sıva kullanılmıştır. Pencerede ise çift cam kullanılmıştır. Seçilen cam ise düz camdır. Dış ortam sıcaklığı Kayseri için -15°C , radyatör yüzey sıcaklığı ise $+70^\circ\text{C}$ alınmıştır. Çift camlı pencerenin dış yüzeyinde ve dış duvarlarda $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K ortam sıcaklığında ve iç tarafta doğal taşınım kabul edilmiştir. Duvar kesitinde ise iletimle ısı transferi olduğu kabul edilmiştir.

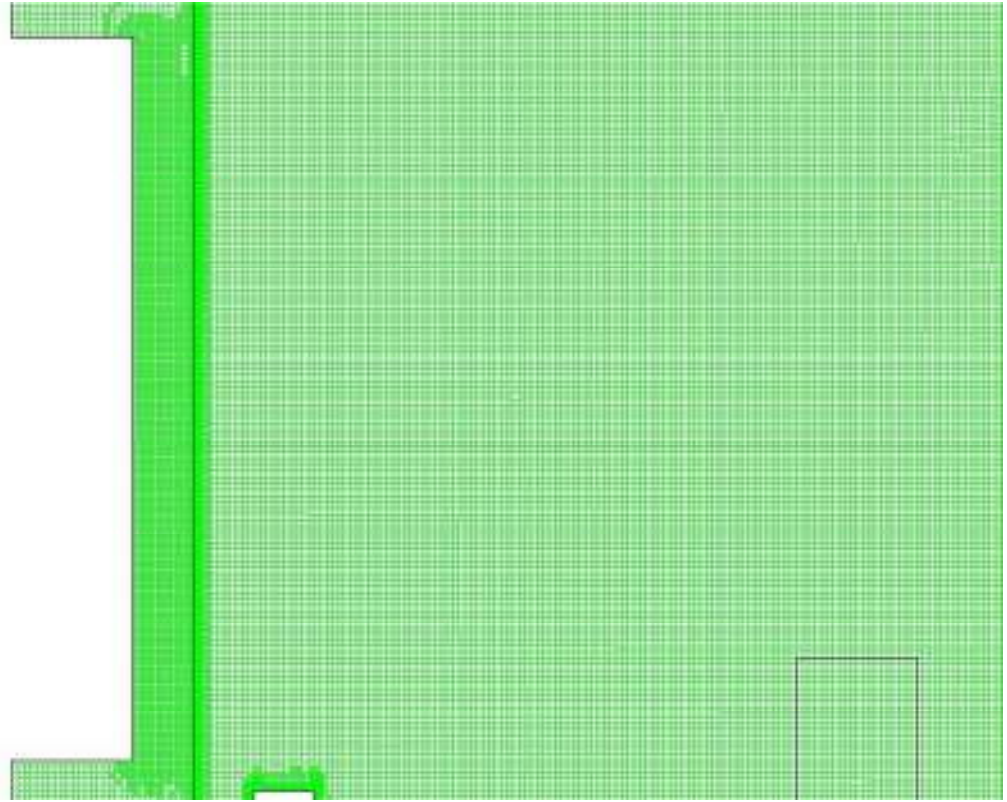
İlk mesh atıldıktan sonra sıcaklık dağılımının gradyenine göre mesh adaptasyonu gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık dağılımının 1. Türevinin 1 olması için yapılan adaptasyon işlemi 3 kez tekrar edilmiştir. Sonuçta elde edilen son mesh (ağ) yapısı aşağıdaki şekillerde görülebilir. Sıcaklık gradyenin yüksek olduğu radyatöre yakın bölgeler ve soğuk ortama bakan cam ve duvar yüzeylerinde mesh yapısı oldukça yoğunlaşmıştır. Oda yaklaşık ilk etapta 400.000 hücreye bölünmüştür. Yalnız bu hücre sayısının yeterli olmaması sebebiyle çözümün önemli olduğu bölgeler adapte edilerek buralardaki hücre sayısı artırılmış ve toplam yaklaşık olarak 620.000 hücreye ulaşılmıştır. Adapte edilen bölgeler yukarıdaki şekillerde görünmektedir.



Şekil 4.4 Radyatör kenar mesh yapısı - 1 (ayrıntılı)



Şekil 4.5. Radyatör kenarı mesh yapısı-2 (ayrıntılı)



Şekil 4.6. Radyatör kenarı mesh yapısı-3 (ayrıntılı)

Yapı malzemeleri için termo fiziksel özellik değerleri sabit olup Tablo 4.1’de verilmiştir. Sayısal hesaplamalar yaklaşık 1 cm’lik kare mesh yapısı için gerçekleştirilmiştir. Kullanılan mesh yapısından bir kesit Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da gösterilmiştir.

Hesaplamalarda Fluent bilgisayar kodunun RNG (Renormalization group) $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır. Duvar fonksiyonu ise iyileştirilmiş duvar fonksiyonu seçilmiştir [30]. Yer çekiminin etkileri göz önüne alınmış ve akış için enerji eşitliği kabulü yapılmıştır. Hava dışında kullanılan diğer tüm malzemeler için yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayıları aşağıdaki gibidir. Oda içerisindeki havanın fiziksel özelliklerinin ise sıcaklıkla değişen ideal gaz olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 4.1 Yapı malzemeleri için özellik değerleri

MALZEME	YOĞUNLUK (ρ) (kg/m ³)	ÖZGÜL ISI (C_p) (J/kg K)	ISI İLETİM KATSAYISI (k) (W/mK)
Cam (düz cam)	375	970	0,23
Dolap (hava-tahta)	73,045	1031,8	0,0397
Dış sıva (çimento harcı)	2100	1050	1,4
İç sıva (kireç harçlı sıva)	1800	1050	0,87
Koltuk (hava-tahta-pamuk)	220,29	1215,5	0,077
Mermer	2680	830	2,8
Tahta (sert)	720	1255	0,16
Tuğla (yatay delikli)	1000	920	0,46
Beton (mıcırli beton)	2300	880	1,4
Beton blok (demirli beton)	2400	960	2,1

Tablo 4.2: Hava için, k, C_p ve μ için polinom sabitleri

	A	B	C	D	E
k_{eff} [W/mK]	2.064614E-03	8.731414E-05	-2.641003E-08	4.008917E-12	0
C_p [J/kgK]	1.033094E+03	-2.989620E-01	8.350206 E-04	-5.536863E-07	1.239482E-10
* μ [Kg/ms]	1.660072E-06	6.693351E-08	-4.120350E-11	1.728613E-14	-2.921590E-18

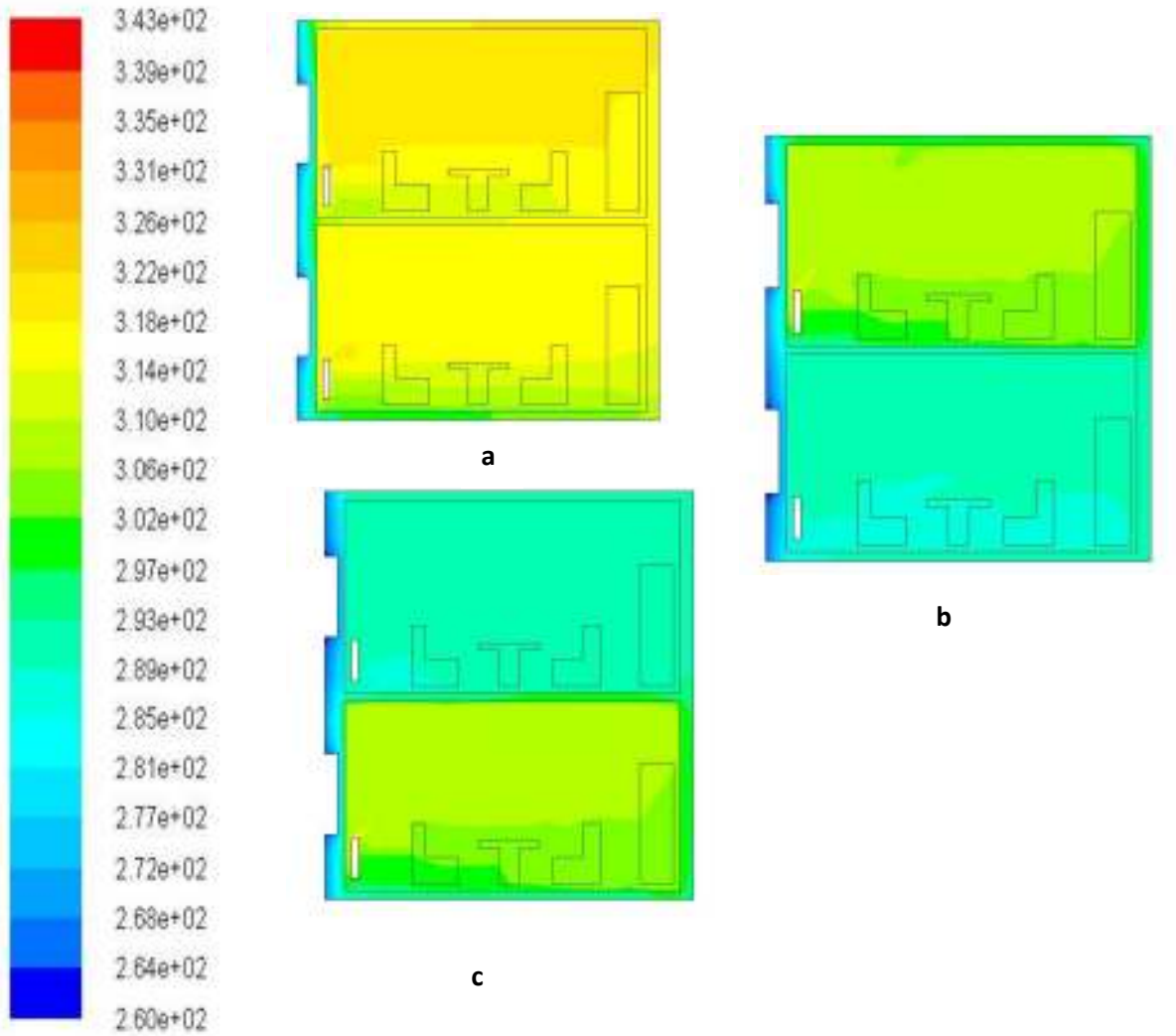
$$* \mu(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$$

5. BÖLÜM

TARTIŞMA, SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Zamandan bağımsız durum incelemesi için sonuçlar

Zamana bağlı olmayan Şekil 5.1. deki sayısal sonuçlar odalardaki sıcaklık dağılımı ve ısı performans açısından değerlendirilecektir. Bunlar;

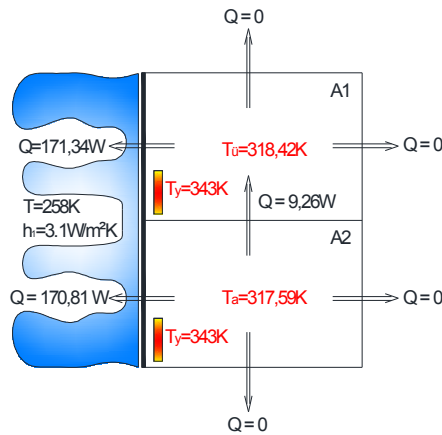


Şekil 5.1. Zamana bağlı olmayan durumda problemin simüle edilmesi

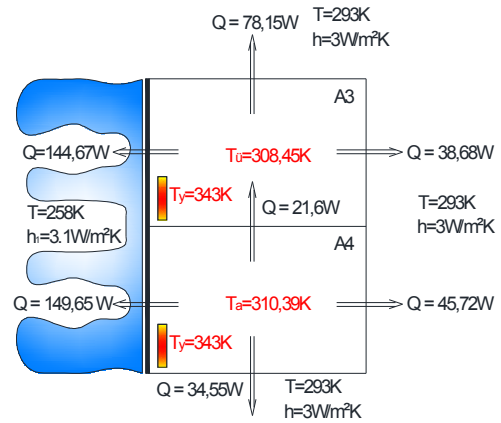
(a) Her iki radyatör açık durum (b) Alt rad. kapalı durumu (c) Üst rad. kapalı durum

Alt radyatörün yanmadığı b şeklinde a ve c'ye nazaran zemin soğuk, c'de b'ye nazaran daha sıcak olduğu görülüyor. Zemin sıcaklığı a'da 318K, c'de 305K, b'de ise 290K olduğu civarlarına düşmüş olduğu görülmektedir. Bu düşüş zemine ayakları ile basan insanlar için termal konfordaki düşüş b halinde daha çok hissedilecektir.

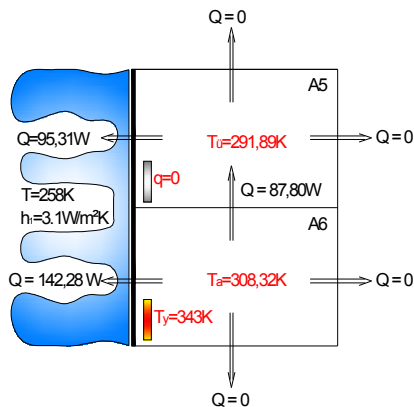
Model 1
Zamandan Bağımsız Durum
(Heriki radyatörde açık)



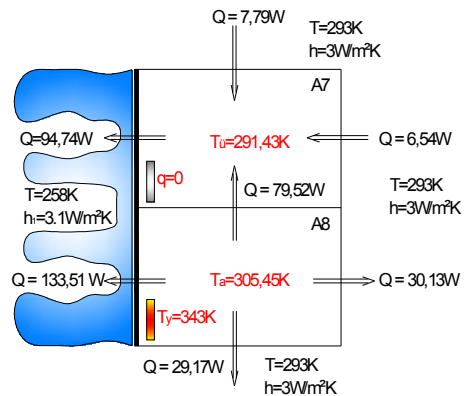
Model 2
Zamandan Bağımsız Durum
(Heriki radyatör açık)

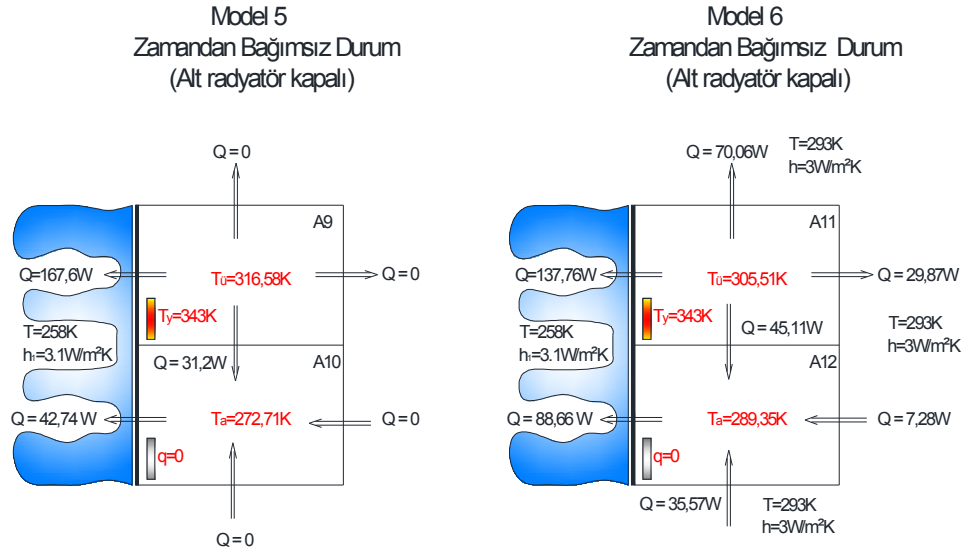


Model 3
Zamandan Bağımsız Durum
(Üst radyatör kapalı)



Model 4
Zamandan Bağımsız Durum
(Üst radyatör kapalı)





Şekil 5.2. Zamandan bağımsız durum için incelenecek şeklin sayısal modellemesi

5.1.1. Odalardaki sıcaklık dağılımı açısından inceleme

Şekil 5.2.'deki sıcaklık sayısal değerleri Tablo 5.1.'de aşağıdaki gibi gösterilmektedir. Bunlar;

Tablo 5.1. T_a (alt sıcaklık) ve T_u (üst sıcaklık) ortalama sıcaklıkları ve sıcaklık farkları

	Sıcaklıklar	Her iki rad. açık (T_1)	Üst rad. kapalı (Alt rad. açık) (T_2)	Alt rad. kapalı (Üst rad. açık) (T_3)	Sıcaklık farkı ($T_1 - T_2$)	Sıcaklık farkı ($T_1 - T_3$)
Modeller 1,3,5	T_u	318,42	291,89	316,58	26,53	1,84
	T_a	317,59	308,32	272,71	9,27	44,88
Modeller 2,4,6	T_u	308,45	291,43	305,51	17,02	2,94
	T_a	310,39	305,45	289,35	4,94	21,04

Alt ve üst katların yalnızca kendi mahallerinin radyatörlerinin yanması durumu için sıcaklık bazında inceleme yapıldığında aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkar. Bunlar,

Alt radyatör yanmadığında alt-üst oda ortalama sıcaklık farkı 44 K olduğu görülürken, üst radyatör yanmadığında alt-üst oda ortalama sıcaklık farkı 26 K olduğu görülüyor. Bu durum teorik olarak etrafına ısı kaybı olmayan durum içindir. Daha realistik durum olan model 2,4,6 için değerlendirme yaptığımızda alt radyatör yanmadığında alt-üst oda ortalama sıcaklık farkı 21 K olduğu görülürken, üst radyatör kapalı iken alt-üst oda ortalama sıcaklık farkı 17 K olduğu görülüyor. Bu sonuçlar bize alt radyatörün yanmamasının üst mahale etkisinin daha büyük olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni alttaki ısıнын natürel konveksiyon vasıtası ile üste geçebilirken üstteki ısıнын alta geçememesidir. Bu büyüklüğün ortalaması yapıldığında realistik olarak % 20 teorik olarak % 40 oranında alt radyatörün yanmasının üst kata fazladan kazandırmış olduğu sıcaklık etki oranı bulunmuş olur.

5.1.2. Isıl performans açısından değerlendirme

Isıl performans incelemesi üç farklı başlıkta gerçekleştirilecektir. Bu inceleme Şekil 5.2. den alınan veriler doğrultusunda yapılacaktır.

- 1- Analizi yapılan odalar arasındaki ısı alışverişi,
- 2- Analizi yapılan odalar ile komşu odalar arasındaki ısı alışverişi,
- 3- Analizi yapılan odalar ile dış ortam arasındaki ısı alışverişi.

5.1.2.1. Analizi yapılan odalar arasındaki ısı alışverişi

Şekil 5.2.'de üst oda yanmadığında alttan üste geçen ısı miktarı 21,6 W'tan 79,52 W'a yükselmiştir. Bu durumda alt odanın 57,92 W kadar fazladan ısı kaybettiğini söyleyebiliriz. Üst oda yanmadığında alttan üst kata geçen ısı miktarı yaklaşık olarak 4 katına çıkmıştır.

Alt oda yanmadığında ise üst odadan alt tarafa doğru ısı geçişi 45,11W olmuş olup her iki odanın da açık olduğu duruma nazaran üst odanın ısı kaybının yaklaşık 66,71W ($45,11W + 21,6 W$) 'lık bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

5.1.2.2. Analizi yapılan odalar ile komşu odalar arasındaki ısı alışverişi

Şekil 5.2.'de Üst oda yanmadığında üst ve yan komşusuna giden ısı miktarı 116,83 W'tan $(78,18W+38,68W)$, $-14,33W$ $(7,79W+6,54W)$ değerine düşmektedir. Bu sonuçlar toplam ısı dengede 131,16 W $(116,83W-(-14,33W))$ kadarlık bir bozulmaya sebep olduğu görülür.

Üst yanmadığında alt odadan komşularına giden ısı miktarı 80,27 W'dan $(45,72W+34,55W)$ 59,3W $(30,13W+29,17W)$ değerine düşmektedir. Üst odanın komşularına büyük bir ısıtma kaybı etkisi meydana getirirken, alt odanın komşularına ısıtma etkisindeki kaybı %25'ler civarında kalmıştır.

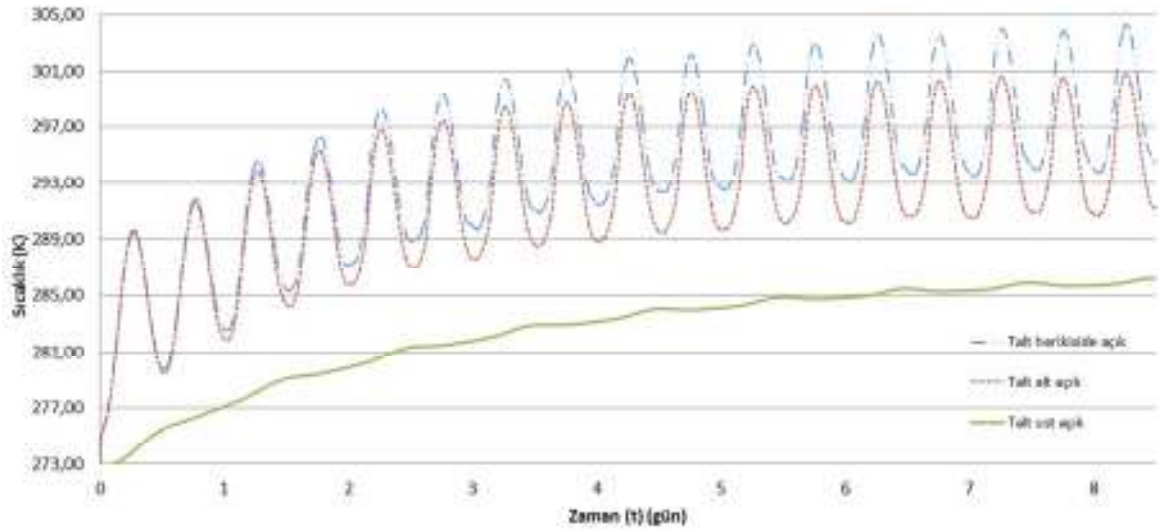
Üst yanmadığında komşu mahallere yapılan soğutma etkisi $-14,33W$ $(-7,79W-6,54W)$ iken alt yanmadığında bu etki $-42,85W$ 'a $(-7,28W-35,57W)$ çıkmaktadır. Bu da bize alt odanın yanmamasının komşu odalara yapmış olduğu ısı soğutma etkisinin yaklaşık 3 kat oranında arttırdığını görüyoruz.

5.1.2.3. Analizi yapılan odalar ile dış ortam arasındaki ısı alışverişi

Şekil 5.2.'de her iki radyatörün açık olduğu durumda dış ortama kaçan ısı miktarı 300 K civarında iken diğer durumlarda 226 K civarında olduğu görülmektedir. Bu düşüş dış ortama kayıp edilen enerji olduğundan termal bir konfor sağlayamamasından ötürü ısı kazanç olarak değerlendirilemez.

5.2 Zamana bağlı durum incelemesi için sonuçlar

Oda içerisinde sıcaklık dağılımı farklı durumlara göre irdelendiğinde sonuçları sayısal grafiklerle ifade etmeye kalktığımızda zamana bağlı durum için aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Bunlar aşağıdaki gibidir.

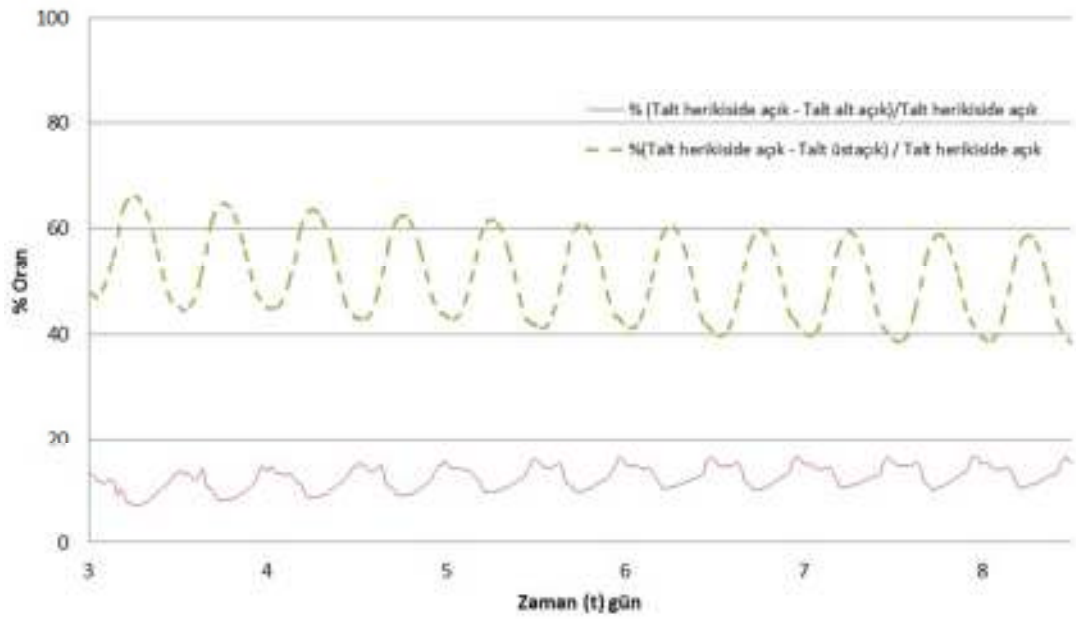


Şekil 5.3. Alt oda ortalama sıcaklığının zamanla değişimi grafiği

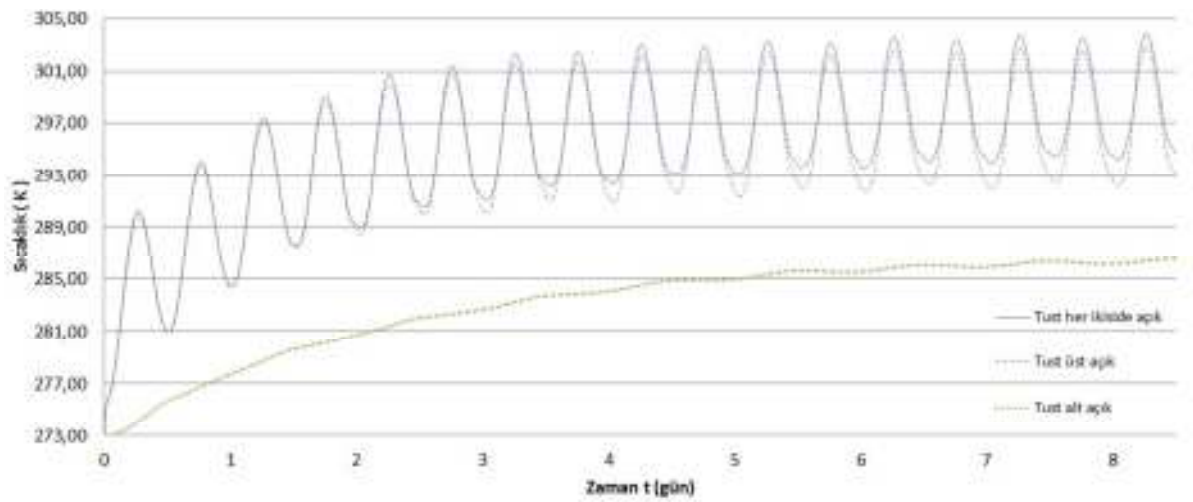
Zamana bağlı olarak yapılan çalışmada alt sıcaklığın üç durum içinde sıcaklık ve zamana bağlı olarak incelemesi yapıldığında yukarıda da görüleceği üzere her ikisi de açık durumda diğer durumlara nazaran yaklaşık 5 ila 20 K arası daha yüksek olduğu görülmektedir (Şekil 5.3.).

Alt ve üst radyatörlerin açık olduğu durumdaki alt sıcaklığın, üst açık (alt kapalı) ve alt açık durumdaki alt sıcaklığına oranı tablosunda,

- 1- Alt açık durumdaki alt sıcaklığın her ikisi de açık durumdaki alt sıcaklığına oranı yüzde 10-15 arası değiştiği,
- 2- Üst açık (alt kapalı) durumdaki alt sıcaklığın her ikisi de açık durumdaki alt sıcaklığına oranı ise altın ısıtılmaması sebebi ile 40-65 arası olduğu izlenmektedir. (Şekil 5.4.)

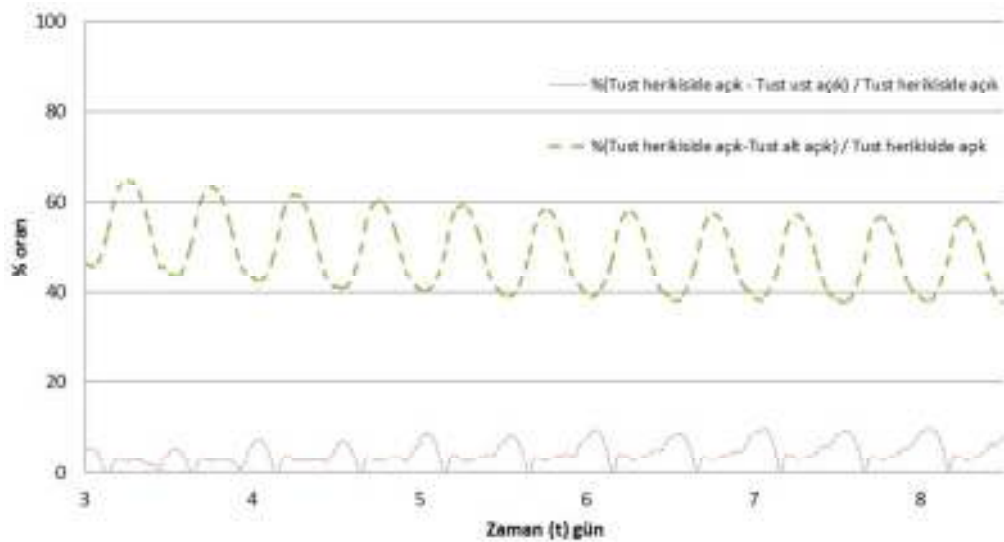


Şekil 5.4. Alt oda ortalama sıcaklığının iki ayrı durum için aritmetik oran grafiği



Şekil 5.5. Üst oda ortalama sıcaklığının zamanla değişimi grafiği

Zamana bağlı olarak yapılan çalışmada üst sıcaklığın üç durum içinde sıcaklık ve zamana bağlı olarak incelemesi yapıldığında yukarıda da görüleceği üzere her ikisi de açık durumda diğer durumlara nazaran 3 ila 17 K arası daha yüksek olduğu görülmektedir (Şekil 5.5.).



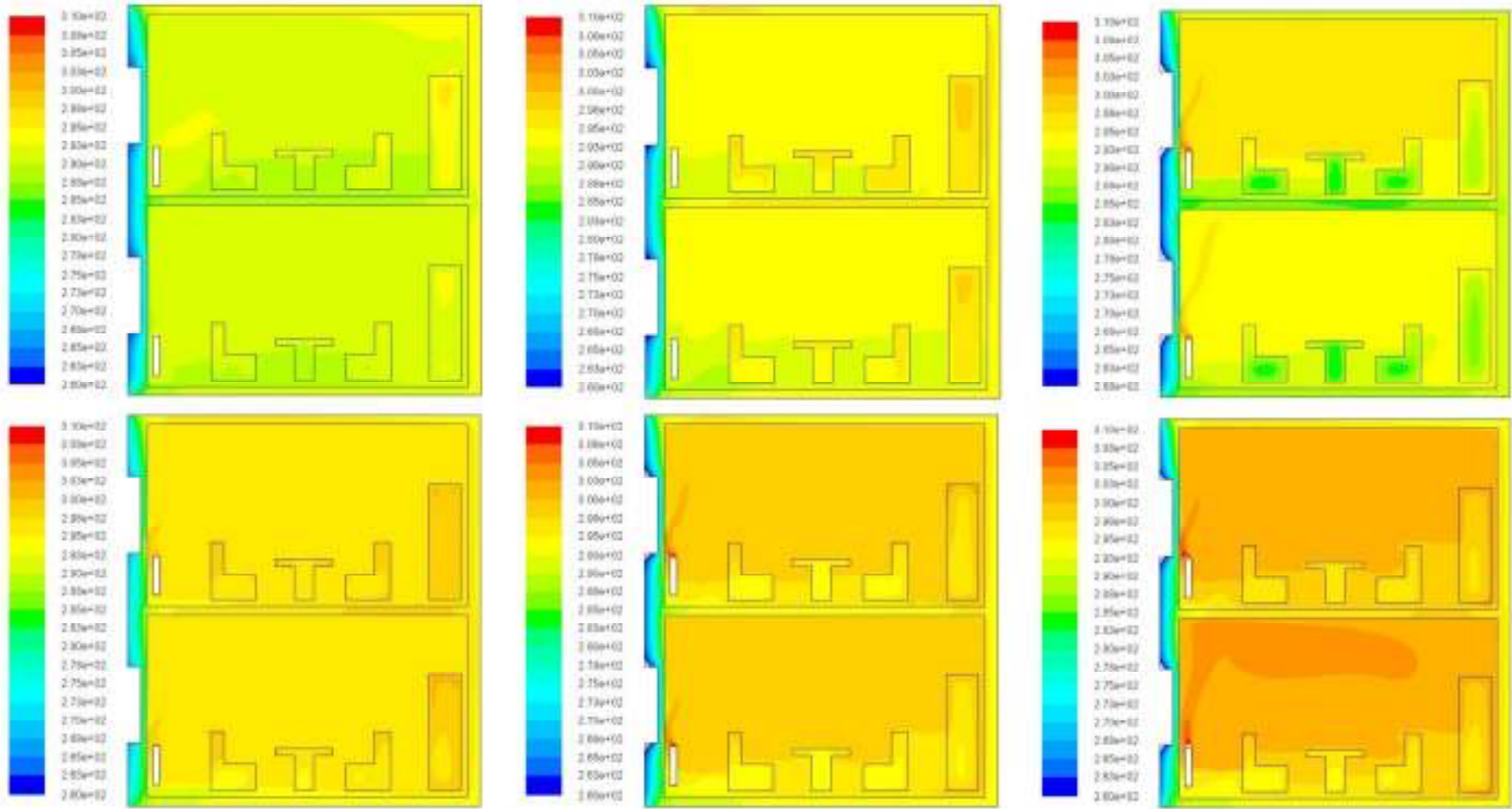
Şekil 5.6.Üst oda ortalama sıcaklığının iki ayrı durum için aritmetik oran grafiği

Alt ve üst radyatörlerin açık olduğu durumdaki üst sıcaklığın, üst açık ve alt açık durumdaki üst sıcaklığa oranı tablosunda,

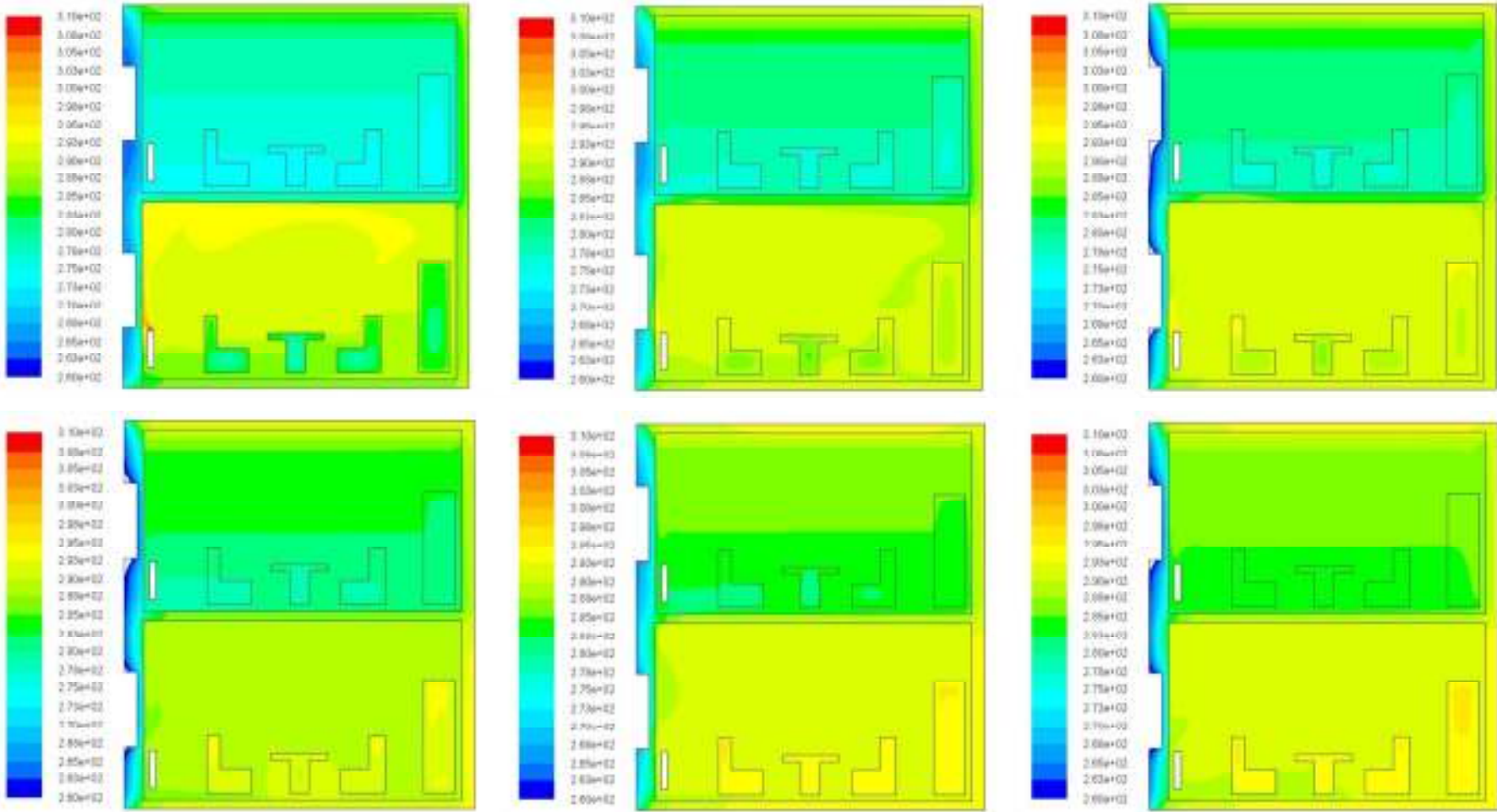
- 1- Üst açık durumdaki üst sıcaklık oranı yüzde 0-10 arası değiştiği,
- 2- Alt açık durumdaki üst sıcaklığın oranı ise üstün ısıtılmaması sebebi ile 35-65 arası olduğu izlenmektedir.

Bu sonuçlara göre şeklin simüle edilmesi durumunda aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmıştır. Bunlara bakarsak (Şekil 5.6.),

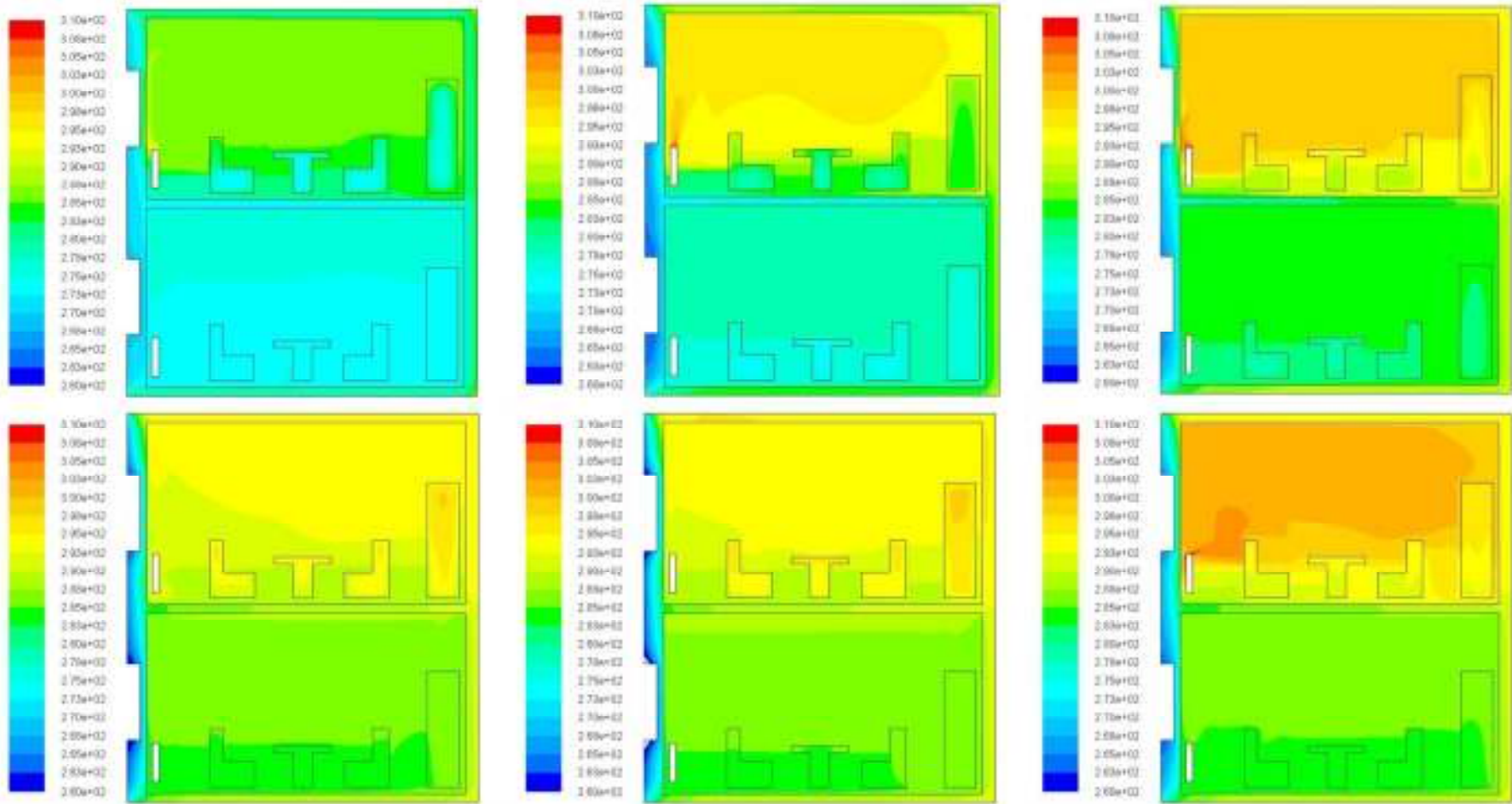
Üç farklı durum için simülasyon resimlerinde görülmektedir ki, alt ve üst katlarda radyatörün açık olması durumunda eşit zaman çalışma aralığında (4.1 ve 4.2 nolu dış ve iç sıcaklık denklemlerine göre), diğer durumlara nazaran 20 K civarında daha yüksek ısınma oranları elde edilebilmektedir. Alt radyatörün açık olduğu durumda üst kata kaçan ısı kayıpları nedeni ile sıcaklığının, üst radyatör açık durumuna göre daha düşük olduğu gözlemlenmektedir. Bu düşüş yaklaşık olarak 7-8 K civarında olduğu hem resimlerden hem de Şekil 5.3. ve Şekil 5.5.'den de görülmektedir.



Şekil 5.7. Her iki radyatöründe açık olduğu durum simülasyonu (Zamana bağlı hal)(1-1.gün radyatörler kapalı, 2-2.gün rad.kapalı 3-3.gün rad.açık, 4- 4.gün rad.açık, 5- 5.gün rad.açık 6- 6.gün rad. açık



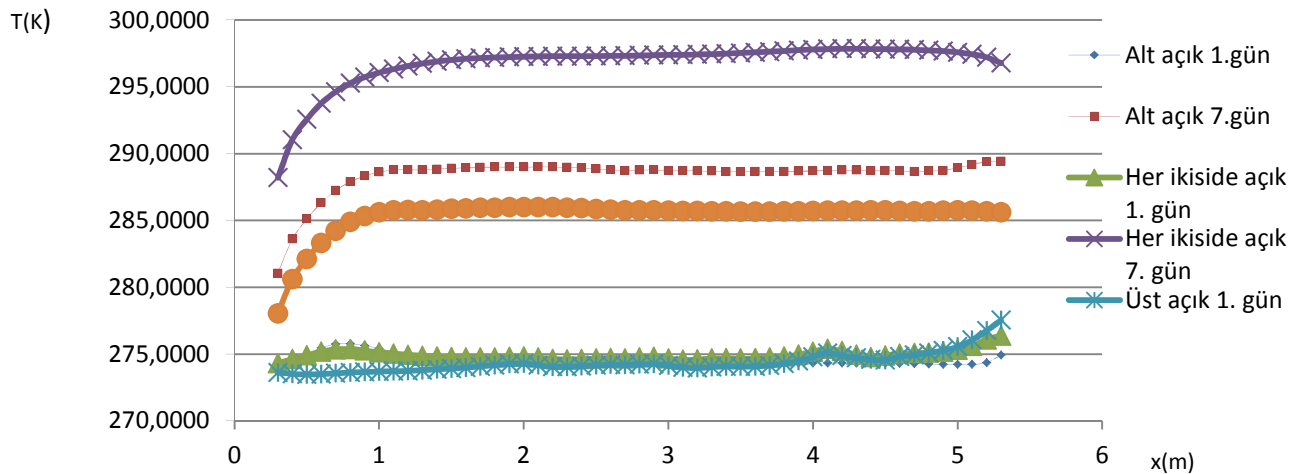
Şekil 5.8. Alt radyatör açık olduğu durum simülasyonu (Zamana bağlı hal)(1-1.gün alt radyatör açık, 2-2.gün alt rad.açık 3-3.gün alt rad.açık, 4- 4.gün alt rad. kapalı, 5- 5.gün alt rad.kapalı 6- 6.gün alt rad. kapalı



Şekil 5.9. Üst radyatör açık olduğu durum simülasyonu (Zamana bağlı hal)(1-1.gün üst radyatör kapalı, 2-2.gün üst rad. açık 3-3.gün üst rad. kapalı, 4- 4.gün üst rad. kapalı, 5- 5.gün üst rad. kapalı 6- 6.gün üst rad. açık.

Aşağıdaki Tablo 5.2. 'de zamana bağlı olarak çalıştırılan sistemde ısı kaynağı olan radyatör tarafından ısıtılan ortamların 6 günde farklı zamanlarda oda içerisindeki sıcaklık dağılımı yukarıda gözlemlenmektedir. Burada görüleceği üzere sıcaklık dağılımının en homojen ve yüksek dağılımı her ikisi de açık durumda olan resimde gözlemlenmektedir. Diğer durumlarda katlar arasında radyatörü çalışmayan ortama doğru ısı geçişi olduğundan yakılan yakıtın bir kısmı alt ve üst daireye etki etmektedir. Buda esas ısıtılması beklenen konutun istenilen miktarlarda ısıtılamaması sonucunu doğurmaktadır. Burada konfor şartını etkileyen en önemli etmenlerden birisi üst kat tabanı'dır. Taban sıcaklığının zamana bağlı olarak incelenmesi sonucu yukarıdaki simülasyona denk grafik çıkmaktadır. Bu grafiği incelersek,

Tablo 5.2. Üst kata ait konuma bağlı zemin sıcaklığı



5.3. Sonuçlar ve genel değerlendirme

Tablo 5.2.'de görülen üst kattaki incelenen zemin sıcaklığının yüksekten düşük duruma göre; her ikisi de açık durum, alt açık durum ve üst açık durum şeklinde sıralanabilir. Buradan konfor şartının en yüksek olduğu durumunda her ikisi de açık (merkezi ısıtma sistemi) durumda olduğu görülür. Bireysel sistem ısıtma sistemi ile ısıtılan binalarda çok fazla karşılaştığımız “ne kadar yaksam da ısınmıyor” şikayetleri buradan kaynaklanmaktadır. Alt ve üst katlardaki dairelerde radyatörün yeterince ısıtma yapamaması ortada bulunan radyatör üzerine fazladan yük bindirmekte buda kişinin vermiş olduğu yakıt karşılığını tamamen alamamasına katlar arasında ısı kaybına neden

olmaktadır. Ve özellikle bu durumda zemin sıcaklığı ve ortam sıcaklığı düşük olduğundan yaşam ısı konforunu düşürmektedir.

Şekil 5.3. ve 5.5. te iki odadaki ısı kaynağından birisi kapatılmıştır. Bu durumda iki oda toplamında ısı üretiminde %50'lik bir ısı düşüş beklenmelidir. Oysaki düşüş oranları alt yanmadığı halde %41 üst yanmadığı halde %45 civarındadır. Bu sonuçlar %5-9 arasında bina içerisinde ısı kaldığına işaret eder, yada tek taraflı yanma halinde ısı üretim kabiliyeti %5-9 oranında artmış demektir.

Alt ve üst radyatörlerin yanmamasının bu şekilde bir güç kaybı yaşatmasının haricinde radyatörlerin çalışmamasının sıcaklık açısından değerlendirilmesinde Tablo 5.1.'den görülmektedir ki, alt ve üst odalardaki radyatörlerin yanmaması sonucu oluşan sıcaklık farkları 21,04 K ve 17,02 K olmakta bu farkı her iki radyatörün de yandığı durumdaki sıcaklıklarla oranlandığında sıcaklık bazında %48 ila %56 oranında sıcaklığın düştüğü görülmüştür. Yani radyatörün çalışmaması insanlarda bu oranlarda ısı konfor hissini düşürmektedir.

Bu kayıpları merkezi sistemden bireysel sistem ısınmaya geçişte konut sahiplerinin tüm odalardaki radyatörleri kullanmaması nedeni ile konutunda en az % 30-40 oranında diğer komşu mahalleri ısıtmaya çalışmakta olduğu görülmektedir. Merkezi bir ısınma sisteminden bireysel ısınma sistemine geçişin ekonomik olduğu öngörüsü ile geçiş yapılan binalarda bir kazanç sağlamanın aksine fazladan kayıpların olduğu bu nedenle ısı konforun düştüğü ve beklenen faydaların sağlanamadığı görülmüştür. Merkezi sistemle ısınmada 2007 yılında kabul edilen enerji verimliliği kanununda sistem üzerinde kalorimetreler, termostatik vanalar, frekans konvertörlü pompalar, üç yollu vanalar ve ekonomizörler (baca gazından atık enerji geri dönüşüm sistemleri) vb. sistemlerin kullanımı ile yukarıda belirtilen oran %40-50 seviyelerine çıkmaktadır. Bu nedenle özellikle 2007 yılında kabul edilen enerji verimliliği kanununda toplam m²'si 2000 m² üzeri olan binalarda merkezi ısınma sistemi teşvik edilir hale getirilmeye çalışılmış ve ülke ekonomisine fayda sağlamaya çalışılmıştır.

İlimizde konutlarda yapılan maliyet araştırmalarında merkezi bir sistemle ısıtması sağlanan bir binada yukarıda bahsi geçen yeni sistemlerin kullanılması ile doğru

yalıtım uygulaması olan bir binada 500-700 TL yakıt harcaması yapıp yeterli miktarda ısı konfora ulaşılabilirken, bireysel sistemle ısınan binalarda tüm odaların radyatörleri açık durumda ısınmaya çalışıldığında alt veya üst kattaki komşuların veya bina dış koridorunun soğuk olmasından dolayı 800-1200 TL civarında yakıt harcaması yapıldığı ve bu fazla maliyet karşılığında dahi yeterli ısı konforun sağlanamadığı gözlemlenmekte olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Yıldız, A., Günarhan, H., 1997. Katı Yakıtlı Kazan Tasarımı ve Kazan Isıl Kapasite Verimlilik Değerinin Deneysel Olarak Belirlenmesi, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 18 (89) : 50-57,
2. Bayraktar, B.N. 2005, Enerji kullanımı yönünden ülkelerin uygarlık düzeylerinin karşılaştırılması, **Türkiye 7. Enerji Kongresi**, 1 (85): 10-16
3. Recknagel, H., Sprenger, E., Schraek E.R., 2000 “Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik” , **Oldenbourg Verlag**, 5(23): 83-92
4. Enerji Verimliliği Kanunu, Kanun No: 5627 Kabul tarihi: 02.05.2007 Resmi Gazete Sayı: 26510 Tertip: 5 ,46: (1-2)
5. Küçükçalı, R., 2005. Enerji Ekonomisi, Isısan Çalışmaları ve Matbaası (No:351), İstanbul 552 s.
6. Fluent, 2006a. Fluent 6.3 User’s Guide. Fluent.Inc, Lebanon.
7. Küçükçalı, R., 2000. Isıtma Tesisatı, Isısan çalışmaları ve matbaası (No:265), 568s.
8. Bejan, A., 2004. Convection Heat Transfer., John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey. 698 pp.
9. Aydın, O., Yang, W., 2000. Natural Convection in Enclosures with Localized Heating From Below and Symmetrical Cooling From Sides. **International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow**,10 (5): 518-529
10. Xamán, J., Arce, J., Álvarez, G., Chávez, Y., 2008. Laminar and Turbulent Natural Convection Combined with Surface Thermal Radiation in a Square Cavity with a Glass Wall. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 47 (10): 1630-1638
11. Bilgen, E., Yedder, R.B., 2007. Natural Convection in Enclosure with Heating and Cooling by Sinusoidal Temperature Profiles on One Side, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50 (1-2): 139-150
12. Mohamad, A.A., Sicard, J., Bennacer, R.2006 ,Natural Convection in Enclosures with Floor Cooling Subjected to a Heated Vertical Wall, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 49(1-2): 108-121
13. Majed, M.,2005. Analysis of Coupled Natural Convection_Concluction Effects on the Heat Transport through Hollow Buildings Blocks, **Energy and Buildings**, 38(2006): 515-521,

14. Hartnett, J.P., Minkowycz, W.J., 1999. **Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Above**, 1933(98),00129-8,
15. Cöche, M.K.,2005. İklimlendirilen Bir Ofis Odasının İçine Yerleştirilen Mobilyaların Sıcaklık Dağılımına Etkisinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 86.
16. Başkaya, S., Eken, E.,2003. Investigation of Room Air Flow Regarding Effects of Occupants, Inlet/Outlet Locations, **Inlet Velocity and Winter/Summer Conditions, Int. Comm. Heat Transfer**, 30,(8): 1147-1156
17. Nithyadevi, N., Kandaswamy, P. and Lee, J., 2007. Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50 : 4688-4697
18. Jami, M., Mezrhab, A. and Naji, H., 2008: Numerical study of natural convection in a square cavity containing a cylinder using the lattice Boltzmann method, **International Journal for Computer-Aided Engineering and Software**, 25,(5): 480-489
19. Yiğit, A., Atmaca, İ., 2007. Dünyada ve Türkiyede ısı konfor çalışmaları, pp. 305-309. İzmir'2007, **VIII. Uluslararası Tesisat Mühendisliği Kongresi**
20. Kılıç, M., Sevilgen, G., 2009. İçinde oturan insan olan radyatörle ısıtılan bir odadaki ısı konfor, akış ve ısı transferinin üç boyutlu sayısal analizi, pp. 559-561. İzmir'2009, **IX. Uluslararası Tesisat Mühendisliği Kongresi**
21. White, F. M., 2003. Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill, New York,752 pp.
22. Roache, P. J.,1972. Computational Fluid Dynamics, Hermosa, Albuquerque, N. Mexico,
23. Incropera, F. P., DeWitt D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, Şubat 2001, 960 pp.
24. Nield, D. A., Bejan, A., 1992: Convection in Porous Media, Springer-Verlag, 2 nd edition
25. Cengel, Y. A., 2002: Heat Transfer , A Practical Approach, McGraw-Hill Science, 2nd edition
26. Versteeg, H. K., Malalasekara, W., An Introduction To Computational Fluid Dynamics, John Wiley & Sons Inc., Longman Group Ltd., London, 1995.

27. Sorusbay, C., İstanbul Teknik Üniversitesi Bilgi İşlem Dairesi,
<http://www.itu.edu.tr/bid/yazilim/fluent.htm..>
28. Kilerci, S., Havacılıkta Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları,
[http://www.msb.gov.tr/bulten/Bulten_17/makaleler/03_Havacılıkta Hesaplamalı Akışkanlar Dinamigi.htm](http://www.msb.gov.tr/bulten/Bulten_17/makaleler/03_Havacılıkta_Hesaplamalı_Akışkanlar_Dinamigi.htm).
29. Sanks, R. L., Pumping Station Design, Second Edition, Butterworth- Heinemann, 1998.
30. Yıldız, T., 2007 “Radyatör konumuna göre içerisinde mobilya bulunan bir odada sıcaklık dağılımının sayısal analizi”, Erciyes Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri, 79 s.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Murat TOPALOĞLU

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 31 Mayıs 1979, Boğazlıyan

Medeni Durumu: Evli

Tel: 0 535 254 37 24

e-mail: murat_topaloglu@hotmail.com

Yazışma Adresi: Erciyes Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü 38039

Talas/KAYSERİ

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	TÜ Makina Mühendisliği	2000
Lise	Yalova Lisesi	1995

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2010 - Halen	Kayseri Afet ve Acil Durum Müdürlüğü	Makina Mühendisi
2005 - 2010	Bayındırlık ve İskân Bakanlığı	Makina Mühendisi
2003 - 2005	HSV Kayseri Doğalgaz Dağıtım Şti.	Makina Mühendisi
2002 - 2003	İstikbal A.Ş. Organize San. Kayseri	Makina Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce