

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜZEYDEN ISITMA SİSTEMLİ MODÜLER HİBRİD DUVAR PANELİNDEKİ
ALUMİNYUM FOLYONUN ÖLÇÜLERİNİN BELİRLENMESİ**

M.GÜRSEL ÇETİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. Ş.ÖZGÜR ATAYILMAZ**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜZEYDEN ISITMA SİSTEMLİ MODÜLER HİBRİD DUVAR PANELİNDEKİ
ALUMİNYUM FOLYONUN ÖLÇÜLERİNİN BELİRLENMESİ**

M.Gürsel ÇETİN tarafından hazırlanan tez çalışması 12.12.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Dr. Zafer GEMİCİ
Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SANTEZ programı kapsamında 0472.STZ.2013-2 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Gelişen inşaat sektöründe her geçen gün inovatif yapı malzemesi kullanımına olan ihtiyaç artmaktadır. Bu gelişim sürecinde enerji verimliliği ve sürdürülebilirlik ön plandadır. Küresel ısınma ve fosil yakıt kaynaklarının tükenmesi insanları enerjiyi daha verimli kullanmaya zorlamaktadır. Ülkemiz enerjisinin %70 ini yurtdışından ithal etmektedir ve toplam enerji kullanımının %30'unu bina ısıtma-soğutma ihtiyacının karşılanması için harcanmaktadır. Ülkenin enerji konusunda dışa bağımlılığını önlemek ve enerjiyi en verimli halde kullanmak amacıyla Ar-Ge çalışmaları yürütmek temel bir ihtiyaç haline gelmiştir.

Bu amaçla bu çalışmada duvardan ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılabilecek modüler duvar panelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen panel aynı zamanda Mir Araştırma ve Geliştirme firmasının Yıldız Teknik Üniversitesi ile ortak olarak çalıştığı 27 aylık bir SANTEZ projesidir. Bu çalışmada geliştirilen panel Dünya'da geliştirilen ilk panel olacak ve yaptığımız ar-ge çalışmaları ile de dünya genelindeki ısıtma-soğutma ve yapı sektöründeki ürünlere göre birçok üstünlüğe sahip olacak bir ürüne dönüşecektir.

Bu çalışmaya başlamamı sağlayan ve beni Ar-Ge ile tanıştıran; sorularıma sabırla yaklaşp, bana zamanını ayıran ve bu çalışmamda büyük emeği geçen denişmanım Sn.Doç.Dr.Şevket Özgür ATAYILMAZ'a;

Bu çalışmayı yapmamda beni teşvik eden ve imkan sağlayan yöneticim Sn. Dr. Alihsan KOCA' ya ve Sn. Dr. Zafer GEMİCİ liderliğindeki Mir Araştırma ve Geliştirme ailesine; çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen değerli dostlarım Sn. Eser VELİŞAN, Sn Ruşen Can ACET ve Sn. Mustafa PELİT'e;

Ve son olarak tez çalışmam sırasında bana gösterdiği sabır ve anlayıştan dolayı sevgili eşime teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık, 2016

M.Gürsel ÇETİN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
ABSTRACT.....	xviii

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	15
1.3 Hipotez	16

BÖLÜM 2

ISIL KONFOR	17
2.1 İnsan Vücudunun Isıl Denge Ayarlama Sistemi	17
2.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı.....	19
2.3 Vücuttaki Isı Dengesi	19
2.3.1 Metabolizma.....	20
2.3.2 Metabolizmanın yaptığı dış iş	21
2.3.3 Buharlaşmayla Olan Isı Kaybı.....	21
2.3.4 Solunumla olan ısı kaybı	22
2.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı	22
2.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı	23
2.3.7 Taşınım ile Olan Isı Kaybı	24
2.4 Temel Konfor Değerleri	25
2.4.1 Genel Isıl Konfor	25
2.4.2 Isıl konfor standartlarında belirtilen konfor şartları.....	27

BÖLÜM 3

MODULER HİBRİT DUVAR SİSTEMİ	31
------------------------------------	----

3.1	Problemin Tanımı.....	31
3.2	Yüzeyden Isıtma-Soğutma Sistemleri	32
3.2.1	Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemleri	32
3.2.2	Radyant Hidronik Panel Sistemleri	34
3.2.3	Duvardan Isıtma-Soğutma Sistemleri	36
3.2.4	Panelin Çalışma Prensibi.....	38
3.3	Modüler Hibrid Duvar Sistemi	38
3.3.1	Modüler Hibrid Duvar Paneli Tasarımı	40
BÖLÜM 4		
DENEYSEL ÇALIŞMALAR		43
4.1	Deneysel Çalışmalar Öncesi Çalışmalar	43
4.1.1	Kalibrasyonda Kullanılan Makine ve Techizatlar	43
4.1.2	Kalibrasyon düzeneği.....	46
4.1.3	Kalibrasyon Çalışmasının Amacı	47
4.1.4	Kalibrasyon Prosedürü.....	47
4.1.5	Kalibrasyon Sonuçları	49
4.2	Deneysel Çalışmalar	51
4.2.1	Deney düzeneğinin Hazırlanması	51
4.2.2	Deneysel Çalışmalarda İzlenecek Yöntem	60
4.2.3	Deney Sonuçları	61
BÖLÜM 5		
SAYISAL ÇÖZÜM		74
5.1	Sayısal Çalışmalara Giriş.....	74
5.2	Model Geliştirme	75
5.2.1	Yönetici Fonksiyonlar.....	75
5.2.2	Sonlu Fark Örgüsü.....	76
5.2.3	Sınır Şartları	76
5.3	Geometri.....	77
5.4	Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması	79
5.5	Sınır Şartları ve Kurulum	81
5.5.1	Genel.....	81
5.5.2	Model	82
5.5.3	Malzemelerin tanımlanması.....	82
5.5.4	Sınır Koşullarının Girilmesi.....	83
5.6	Sayısal Analizleri Ön Değerlendirilmesi	85
5.7	Sayısal Analizlerin Doğrulanması	90
5.8	Sayısal Analiz Sonuçları ve Değerlendirilmesi.....	93
5.8.1	1. Bölgeye (Antalya) İçin Sayısal Analizler	97
5.8.2	4. Bölgeye (Erzurum) İçin Sayısal Analizler	110
BÖLÜM 6		
TERMOEKONOMİK ANALİZ		123
6.1	Termoekonomik Analize Giriş.....	123
6.2	Radyatör Sistemi ile Isıtma	124

6.2.1	Veriler ve Kabuller	125
6.2.2	Yapı Elemanlarının Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması	125
6.2.3	Binanın Toplam Isı Kaybı.....	126
6.2.4	Kazan Kapasitesinin Belirlenmesi ve Kazan Seçimi.....	128
6.2.5	Yıllık Yakıt Sarfiyatının Belirlenmesi.....	128
6.2.6	Radyatör Sistem Ekipmanları ve Maliyeti.....	128
6.2.7	Binanın Dış Duvar Maliyeti	129
6.3	Radyant Hibrid Duvar Sistemi İle Isıtma	129
6.3.1	Veriler ve Kabuller	130
6.3.2	Yapı Elemanlarının Toplam Isı Transfer Katsayısının Hesaplanması	130
6.3.3	Binanın Toplam Isı Kaybı.....	131
6.3.4	Gerekli Hibrid Duvar Alanı Hesabı	132
6.3.5	Kazan Kapasitesinin Belirlenmesi ve Kazan Seçimi.....	132
6.3.6	Yıllık Yakıt Sarfiyatının Belirlenmesi.....	132
6.3.7	Hibrid Duvar Sistemi Ekipmanları ve Maliyeti	132
6.3.8	Hibrid Duvar Sistemi Dış Kabuk Maliyeti	133
6.4	Sistemlerin Karşılaştırılması ve Ekonomik Analizi.....	134
6.4.1	Ekonomik Analizde Temel Kavramlar	134
6.4.2	Ekonomik Analizde Kullanılan Yöntemler ve Yapılan Kabuller	134
6.4.3	Sistemlerin Ekonomik Olarak Karşılaştırılması	135
6.5	Termoekonomik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	138
BÖLÜM 7		
SONUÇ VE ÖNERİLER		141
7.1	Sonuçlar	141
7.2	Öneriler	144
KAYNAKLAR		145
ÖZGEÇMİŞ		149

SİMGE LİSTESİ

A	Panel alanı
B_y	Yıllık yakıt sarfiyatı
C	Taşımla ısı transferi
c_p	Özgöl ısı kapasitesi
E	Buharlaşmayla olan ısı transferi
E_d	Su buharının difüzyonu
E_{sw}	Yüzeydeki kısmi terleme
F_{p-n}	Kişiyle n yüzeyi arasındaki aç
f_{cl}	Giysili vücut yüzey faktörü
f_{eff}	Efektif radyasyon yüzey faktörü
h_c	Taşımla ısı transfer katsayısı
h_d	Dış havadaki taşımla ısı transfer katsayısı
h_i	Oda içerisindeki taşımla ısı transfer katsayısı
H_u	Yakıt alt ısı değeri
I_{cl}	Giysilerin ısı yalıtım değeri
i	Faiz oranı
K	İletimle ısı transferi
K_{cl}	Giysi üzerinden olan ısı transferi
k	Isı iletim katsayısı
L	Sıcaklık farkından olan ısı transferi
l	Duvar kalınlığı
M	Metabolizma
$\dot{m}$	Kütleli debi
p_a	Kısmi hava basıncı
p_s	Atmosferdeki hava basıncı
$\dot{Q}$	Isı transferi
Q_{net}	Net ısı transferi
Q_{out}	Panelden arkaya kaçan ısı kaybı
R	Radyasyonla ısı transferi
R_t	t döneminde gerçekleşen para akımı
S	Solunumla olan ısı transferi
T_a	Hava sıcaklığı
T_{cl}	Giysi yüzey sıcaklığı
T_d	Dış hava sıcaklığı
T_i	Su giriş sıcaklığı

T_{MRT}	Ortalama radyant sıcaklık
T_{op}	Operatif sıcaklık
T_o	Su çıkış sıcaklığı
T_p	Panel yüzey sıcaklığı
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_w	Su sıcaklığı
U	Toplam ısı geçiş katsayısı
V_a	Hava hızı
W	Etkin mekanik güç
x, y, z	Kartezyen koordinatlar
ε	Yüzey emissivitesi
σ	Stefan-Boltzman sabiti
ϑ	Hacimsel debi
ρ	Yoğunluk
η_k	Yakıt verimi
η_p	Panel verimi

KISALTMA LİSTESİ

AFK	Aluminyum Folyo Kalınlığı
AFO	Aluminyum Folyo Oranı
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
ÇDY	Çift Duvar Arası Yalıtım
DG	Derece Gün
DY	Dışarıdan Yalıtım
FEM	Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ISO	International Organization for Standardization
İY	İçeriden Yalıtım
MRT	Mean Radiant Temperature (Ortalama Işınım Sıcaklık)
NBD	Net Bugünkü Değer
PMV	Predicted Mean Vote (Tahmini ortalama oy)
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied (Tahmini Tatminsizlik Yüzdesi)
RTD	Resistance Temperature Detector
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
VAV	Variable Air Volume

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Farklı ortam sıcaklıklarında çıplak insan vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı	19
Şekil 2.2	Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı miktarı	21
Şekil 2.3	PMV ve PPD arasındaki ilişki [9]	26
Şekil 2.4	Operatif sıcaklık t_o ile PPD arasındaki ilişki [9]	26
Şekil 2.5	Radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik [9]	28
Şekil 2.6	Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu [9]	29
Şekil 2.7	Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan ısı konforsuzluk durumu [9] ..	29
Şekil 2.8	Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları [9] ...	30
Şekil 3.1	Duvardan ısıtma ve soğutmada kullanılan serpantin paneller	36
Şekil 3.2	Modüler hibrid duvar paneli kesiti	41
Şekil 3.3	Dış Cephe Fiber Cement Kaplama Detayı	41
Şekil 3.4	Radyant dış cephe paneli sistem kesiti	41
Şekil 3.5	Tavan ve döşeme bağlantı detayı	42
Şekil 4.1	Kalibrasyonda kullanılan su banyosu	44
Şekil 4.2	Kalibrasyonda kullanılan dataloggerin (a) önden, (b) arkadan görünümü	44
Şekil 4.3	Kalibrasyonda kullanılan modülün görünümü	45
Şekil 4.4	Sıcaklık ölçümünde kullanılan sensörler (a) RTD sensör, (b) su sıcaklığı için PT100, (c) yüzey sıcaklığı için T tipi ısı çifti	45
Şekil 4.5	Kalibrasyonda kullanılan (a) alüminyum blok, (b) cam tüp	45
Şekil 4.6	Kalibrasyonda kullanılan cam tüp ve alüminyum düzeneği	46
Şekil 4.7	(a) Cam tüp ve alüminyum düzeneğinin su banyosuna batırılmış hali (b) ısı çiftlerinin kapaktan geçirilmiş hali	46
Şekil 4.8	Kalibrasyon düzeneği	46
Şekil 4.9	Yüzey sıcaklık sensörleri kalibrasyon grafikleri (201-206)	50
Şekil 4.10	Deney düzeneğinin teknik çizimi	51
Şekil 4.11	Soğutma plakasının teknik çizimi	52
Şekil 4.12	Soğutma plakasının alt tarafına yerleştirilen ısı çiftleri	53
Şekil 4.13	Soğutma plakası ve üzerine yerleştirilen ısı çiftleri	53
Şekil 4.14	Soğutma plakası üzerine yerleştirilen hibrid duvar numunesi	54
Şekil 4.15	Hibrid duvar numunesinin kesit görüntüsü	54
Şekil 4.16	Yüzey sıcaklığı alınacak noktaların gösterimi	55
Şekil 4.17	(a) Yüzey sıcaklığı alınacak ısı çifti, (b) Su sıcaklığı alınacak Pt100	55
Şekil 4.18	Hibrid duvar numunesi üzerine yerleştirilen ısı transfer katmanı	57
Şekil 4.19	Hibrid duvar numunesi üzerine yerleştirilen ısı transfer katmanının kesiti ..	57

Şekil 4.20	Isı transfer plakası üzerine yerleştirilen ısı çiftler	57
Şekil 4.21	Deney düzeneğinde soğutma plakasının yerleştirilmiş hali	58
Şekil 4.22	Deney düzeneğinde soğutma plakasının kesit görüntüsü	58
Şekil 4.23	Deney düzeneğinde hava sıcaklığını ölçmek için yerleştirilen ısı çiftler	58
Şekil 4.24	Deney tesisatı	59
Şekil 4.25	Banyo içerisine koyulan antifriz	60
Şekil 4.26	Kullanılan panelin teknik resmi	61
Şekil 4.27	Kullanılan panelin fotoğrafı	62
Şekil 4.28	Kararlılık grafiği 1 ($T_w=40$)	63
Şekil 4.29	Kararlılık grafiği 2 ($T_w=40$)	64
Şekil 4.30	Kararlılık grafiği 3 ($T_w=40$)	64
Şekil 4.31	Kararlılık grafiği 4 ($T_w=40$)	64
Şekil 4.32	Su sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği	66
Şekil 4.33	Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği	67
Şekil 4.34	1. eksen yüzey sıcaklık dağılımı	67
Şekil 4.35	2. eksen yüzey sıcaklık dağılımı	68
Şekil 4.36	Kararlılık grafiği 1 ($T_w=40$)	69
Şekil 4.37	Kararlılık grafiği 2 ($T_w=40$)	70
Şekil 4.38	Kararlılık grafiği 3 ($T_w=40$)	70
Şekil 4.39	Kararlılık grafiği 4 ($T_w=40$)	70
Şekil 4.40	Su sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği	72
Şekil 4.41	Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği	72
Şekil 4.42	1. eksen yüzey sıcaklık dağılımı	73
Şekil 4.43	2. eksen yüzey sıcaklık dağılımı	73
Şekil 5.1	Çözüm şematiği	74
Şekil 5.2	Sonlu eleman hücre geometrisi	75
Şekil 5.3	Sonlu fark örgüsü ve sınır koşullarını gösteren model	77
Şekil 5.4	50 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi	78
Şekil 5.5	100 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi	78
Şekil 5.6	150 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi	79
Şekil 5.7	Isı transferinin yoğun olduğu bölgedeki mesh yapısı	80
Şekil 5.8	Genel mesh yapısı	80
Şekil 5.9	Skewness grafiği	81
Şekil 5.10	Çözüm için genel ayarların yapılması	81
Şekil 5.11	Çözüm için genel ayarların yapılması	82
Şekil 5.12	Çözüm için genel ayarların yapılması	83
Şekil 5.13	Coupled wall sınır şartının girilmesi	83
Şekil 5.14	Simetri sınır şartının girilmesi	84
Şekil 5.15	Alçı levha yüzeyindeki sınır şartının girilmesi	84
Şekil 5.16	Fibercement yüzeyindeki sınır şartının girilmesi	85
Şekil 5.17	Hibrid duvar panelinin sıcaklık kontürü	86
Şekil 5.18	50 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^\circ\text{C}$)	86
Şekil 5.19	100 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^\circ\text{C}$)	87
Şekil 5.20	150 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^\circ\text{C}$)	87
Şekil 5.21	50 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^\circ\text{C}$)	88
Şekil 5.22	100 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^\circ\text{C}$)	89

Şekil 5.23	150 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^{\circ}\text{C}$)	89
Şekil 5.24	Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği (Dış hava 3°C)	90
Şekil 5.25	Su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 3°C)	91
Şekil 5.26	Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği (Dış hava 0°C)	91
Şekil 5.27	Su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 0°C)	92
Şekil 5.28	Yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 0°C)	92
Şekil 5.29	40°C su sıcaklığında dış hava sıcaklığına göre panel verimi	94
Şekil 5.30	100 mm boru aralığında dış hava sıcaklığına göre panel verimi	94
Şekil 5.31	40°C su sıcaklığında borular arası mesafeye bağlı panel verimi.....	95
Şekil 5.32	100 mm boru aralığında su sıcaklığına bağlı panel verimi.....	95
Şekil 5.33	Farklı dış hava sıcaklıklarında ısı akısı, kayıp ısı ve panel verimi.....	96
Şekil 5.34	Farklı borulara arası mesafeye göre ısı akısının su sıcaklığına göre değişimi	98
Şekil 5.35	Farklı borulara arası mesafeye göre panel veriminin AFO'a göre değişimi...	99
Şekil 5.36	Farklı AFK'ya göre panel veriminin AFO'a göre değişimi.....	99
Şekil 5.37	100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	100
Şekil 5.38	150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	101
Şekil 5.39	100 mm modülasyon için farklı AFK'ya göre AFO' nun verime etkisi.....	102
Şekil 5.40	150 mm modülasyon için farklı AFK'ya göre AFO' nun verime etkisi.....	103
Şekil 5.41	Farklı borular arası mesafeye göre AFO' nun panel verimine etkisi.....	103
Şekil 5.42	Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği.	105
Şekil 5.43	Borular arası mesafe 150 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği.	105
Şekil 5.44	50 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	106
Şekil 5.45	100 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	107
Şekil 5.46	150 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	107
Şekil 5.47	En iyi panel modellerinin W/TL ve verim değerleri	109
Şekil 5.48	Optimum panel modeli için su sıcaklığına bağlı ısı akısı ve yüzey sıcaklığı..	109
Şekil 5.49	Farklı borulara arası mesafeye göre panel veriminin AFO'a göre değişimi.	111
Şekil 5.50	Farklı AFK' ya göre panel veriminin AFO'a göre değişimi.....	112
Şekil 5.51	Farklı AFK' ya göre panel veriminin AFO'a göre değişimi.....	112
Şekil 5.52	100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	113
Şekil 5.53	150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	113
Şekil 5.54	100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	115
Şekil 5.55	150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi	115
Şekil 5.56	Farklı borular arası mesafeye göre AFO' nun panel verimine etkisi.....	116
Şekil 5.57	Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği.	118
Şekil 5.58	Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği.	118
Şekil 5.59	50 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	119
Şekil 5.60	100 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	119
Şekil 5.61	150 mm boru aralığına göre W/TL değerleri	120
Şekil 5.62	En iyi panel modellerinin W/TL ve verim değerleri	121
Şekil 5.63	Optimum panel modeli için su sıcaklığına bağlı ısı akısı ve yüzey sıcaklığı..	122
Şekil 6.1	Uygulamanın Yapıldığı Binanın Dıştan Görünümü.....	123
Şekil 6.2	Uygulamanın Yapıldığı Binanın İçten Görünümü.....	124
Şekil 6.3	Uygulamanın Yapıldığı Binanın Kat Planı	124
Şekil 6.4	Sistemlerin toplam maliyeti	138

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri [9].....	20
Çizelge 2.2	Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo) [9].....	23
Çizelge 2.3	Farklı PMV-PPD ve operatif sıcaklık değerleri için örnek bir kategori [9]..	26
Çizelge 2.4	Genel Konfor değerleri [9].....	27
Çizelge 2.5	Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri [9].....	27
Çizelge 2.6	ASHRAE standardına göre kış ve yaz sezonları için önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları [9].....	27
Çizelge 2.7	Üç kategorideki ısı ortam için izin verilen radyant asimetri değeri [9].....	28
Çizelge 2.8	Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değerleri.....	30
Çizelge 2.9	ISO 7730 standardına göre önerilen mahal konfor şartları.....	30
Çizelge 4.1	Yüzey Sıcaklık Sensörlerinin Kalibrasyonu (201-206).....	49
Çizelge 4.2	Test şartları ve tanımlamalar.....	61
Çizelge 4.3	Kullanılan sarf malzemelerinin özellikleri.....	62
Çizelge 4.4	Test sonuçları 1. Kanal.....	62
Çizelge 4.5	Test sonuçları 2. kanal.....	63
Çizelge 4.6	Test sonuçları 3. Kanal.....	65
Çizelge 4.7	Kullanılan Akışkanları Termofiziksel Özellikleri.....	65
Çizelge 4.8	Test sonuçlarına göre hesaplamalar.....	66
Çizelge 4.9	Test sonuçları 1. Kanal.....	68
Çizelge 4.10	Test sonuçları 2. kanal.....	69
Çizelge 4.11	Test sonuçları 3. Kanal.....	71
Çizelge 4.12	Kullanılan Akışkanları Termofiziksel Özellikleri.....	71
Çizelge 4.13	Test sonuçlarına göre hesaplamalar.....	71
Çizelge 5.1	Advanced Sized Function.....	79
Çizelge 5.2	Çözüm için genel ayarların yapılması.....	82
Çizelge 5.3	Dış hava sıcaklığı, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları.....	93
Çizelge 5.4	AFO, AFK, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları($T_o = +3^{\circ}\text{C}$)..	97
Çizelge 5.5	Panel maliyet hesaplama örneği.....	106
Çizelge 5.6	AFO,AFK, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları($T_o = -21^{\circ}\text{C}$)	110
Çizelge 6.1	Dış ve İç Ortam Sıcaklıkları.....	125
Çizelge 6.2	Hesaplarda Kullanılan U Değerleri.....	126
Çizelge 6.3	Binanın Toplam Isı Kaybı.....	127
Çizelge 6.4	Radyatörle Isıtma Sistemi Cihaz ve Ekipmanları.....	129
Çizelge 6.5	Bina Dış Duvar Maliyeti.....	129
Çizelge 6.6	Dış ve İç Ortam Sıcaklıkları.....	130

Çizelge 6.7	Hibrid Duvarın U Değerinin Bulunması.....	130
Çizelge 6.8	Hibrid Duvar Sisteminde Isı Kaybı Hesabı.....	131
Çizelge 6.9	Hibrid Duvar Sistemi Ekipmanları ve Maliyeti.....	133
Çizelge 6.10	Hibrid Duvar Metrekare Maliyeti.....	133
Çizelge 6.11	Karşılaştırılan Sistemlerin Yıllık Enerji Maliyetleri.....	135
Çizelge 6.12	NBD Yöntemi İle Radyatörlü Sistemin Nakit Akışı (%25 Eskalasyon).....	136
Çizelge 6.13	NBD Yöntemi İle Hibrid Duvar Sistemin Nakit Akışı (%25 Eskalasyon).....	137

YÜZEYDEN ISITMA SİSTEMLİ MODÜLER HİBRİT DUVAR PANELİNDEKİ ALUMİNYUM FOLYONUN ÖLÇÜLERİNİN BELİRLENMESİ

M.Gürsel ÇETİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Eş Danışman: Dr. Zafer GEMİCİ

Bu çalışmada binalarda ısıtma-soğutma, yalıtım ve yapısal problemleri beraber çözecek modüler hibrid duvar yapısı geliştirilmiştir. Tez kapsamında radyant ısıtma-soğutma panellerinin duvar yapı elemanlarıyla uyumu geliştirilecek ve hibrid duvar yapısı ısı transferi açısından incelenecek ve geliştirilecektir.

Günümüzde yaygın olarak ısıtma için yüksek sıcaklıklarda çalışan radyatörlü sistemler, soğutma için ise zorlanmış taşınım esasına göre çalışan klima sistemleri tercih edilmektedir. Bu sistemlerin kullanılması durumunda ortamda düşey yönde dengesiz sıcaklık dağılımı, hava hareketi ve radyant asimetri meydana gelmektedir. Bu da mahal içerisinde konforsuz ve insan sağlığı için uygun olmayan bir ortam oluşturmaktadır. Bu sistemlere alternatif olarak radyant duvardan ısıtma-soğutma sistemleri son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Duvardan ısıtma sistemi uygulamalarında ilk etapta boruların duvara belli aralıklarda döşenmesi sonrasında üzerine şap ve sıva atılması şeklinde uygulanıyordu. Son yıllarda ise yalıtımı, ısıyı taşıyan boruları, yüzey dolgu malzemesinin bir arada olduğu modüler paneller geliştirilmiştir. Tez kapsamında geliştirilecek duvar yapısı; yalıtımıyla, ısıyı taşıyan borularıyla, ısı iletimini iyileştiren alüminyum folyo plakasıyla, iç ve dış duvar olmak üzere bitmiş yüzeyiyle kompakt ve modüler bir yapı oluşturarak mevcut radyant ısıtma-soğutma panellerine göre üstünlük sağlamaktadır.

Bu tezde, radyant ısıtma-soğutma paneli tasarımcıları tarafından dikkate alınan 3 parametre olan ısıl kapasite, yüzey sıcaklık dağılımının uniformluğu ve panel maliyeti değerlendirilerek optimum bir tasarım elde edilmiştir. Tezde farklı boru mesafesi için folyo genişliği ile kullanılan alüminyum folyonun kalınlığı değerlendirilmiştir. Tez kapsamında sıralı iki boru arasındaki mesafesinin orta noktası ısıl simetri olarak kabul edilerek iki boyutlu numerik modelleme yapılarak sisteme verilen sudan iç mahale ve dış mahale olan ısı transferi çözülmüştür. Farklı sınır şartları için ve panel tasarımları değiştirilerek nümerik olarak duvar yapısının ısıl performansı incelenmiştir.

Sayısal analiz çalışmalarının tamamı sayısal modelleme amaçlı bir ticari paket program olan ve içerisinde modelleme işleminin farklı aşamaları için özel modüller bulunduran ANSYS 15 kullanılarak yapılmıştır. İki boyutlu duvar geometrisi Design Modeler programında oluşturulduktan sonra, Meshing modülünde sonlu hacimler metodu kullanılarak ayırıklaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümler yaygın olarak kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent programında yapılmıştır. Son işlemci program olarak da CFD Post yazılımı kullanılarak sonuçlar görsel olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar deneysel çalışma ile desteklenerek doğrulanmıştır.

Ayrıca, duvar yapısının yatırım ve işletme maliyetleri dikkate alınarak ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan ekonomik analiz ve elde edilen ısıl performans sonuçları ile folyo genişliği ve kalınlığı termo-ekonomik olarak optimize edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Duvardan ısıtma, hibrid duvar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, deneysel doğrulama, termoekonomik analiz

**THE ESTIMATION OF ALUMINIUM FOIL DIMENSIONS IN THE MODULAR
HYBRID WALL HEATING PANEL SYSTEM**

M.Gürsel ÇETİN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ

Co-adviser: Dr. Zafer GEMİCİ

In this study, a modular hybrid wall panel has been developed for the aim of to solve both heating-cooling, insulation and structural problems in the buildings. Within the scope of this thesis, the harmony of radiant heating panels with the wall structure will be developed and hybrid wall structure will be examined in terms of heat transfer.

Nowadays, it is commonly preferred high temperature radiator systems for heating season and air conditioning units which was operated based on forced convection for cooling season. In case of using these systems, nonuniform temperature distribution in vertical direction, air movement and radiant asymmetry occur in the room air. And this causes uncomfortable and unhealthy environment in the room air. As an alternative to these systems, radiant wall heating-cooling systems have begun to be widely used in recent years. In the first applications of the wall heating system, the pipes were laid out at certain intervals to the wall and after that the slab and plaster were applied. In recent years, modular panels have been developed that include insulation, pipes transferring the heat, and surface filling materials. Wall structure to be developed within the thesis; it provides superiority over the existing radiant heating-cooling panels by creating a compact and modular structure with the insulation, the heat-transferring pipes, the aluminum foil plate that improves heat conduction, and the finished surface, both inside and outside.

In this thesis, an optimum design was obtained by evaluating the thermal capacity, the uniformity of the surface temperature distribution and the panel cost, which are considered by the radiant heating-cooling panel designers. The thickness and the width of the aluminum foil use for different pipe distances were evaluated. In the scope of the thesis, the center point of the distance between the two pipes in the line is assumed as thermal symmetry and the heat transfer from the water to the inner and outer air is solved by performing two dimensional numerical modeling. Numerical thermal performance of the wall structure has been investigated for different boundary conditions and panel designs.

All of the numerical analysis studies were carried out using ANSYS 15, which is a commercial package program for numerical modeling and which contains special modules for different stages of the modeling process. After the two-dimensional wall geometry was created in the Design Modeler program, the meshing was performed using the finite volume method. Numerical solutions have been made in Fluent, which is a computational fluid dynamics software widely used by engineers. The results were visually inspected using CFD Post software as the final processor program. The results obtained by numerical studies were validated with experimental study.

In addition, economic analysis was carried out taking into consideration the investment and operation costs of the wall structure. The thermo-economical optimization of the foil width and thickness is made by the cost calculations and the obtained thermal performance results.

Keywords: Wall heating, hybrid wall, computational fluid dynamics, experimental validation, thermoeconomic analysis

1.1 Literatür Özeti

Geleneksel yapı kabuğunun yanında hazır dış duvar elemanlarının kuruluşları, yalıtım performansları, enerji etkinliklerinin değerlendirilmesi ve tasarım ilkelerine yönelik olarak ısısal konfor açısından incelemeler söz konusudur. Bu çalışmalar, panellerin enerji etkinliğinin denetlenmesinde problem noktaların belirlenmesi ve çözümü, duvar elemanı olarak üretilen panellerin hesap yöntemi ile iç yüzey sıcaklıkları ve yoğuşma açısından kontrollerini içeren çalışmalardır. Ayrıca beton prefabrik elemanların dış duvar elemanı olarak mimaride kullanımı, gruplandırılması, prefabrike elemanlarla çok katlı konut üretiminin tasarıma getirdiği kısıtlamalar, endüstrileşmiş binada mimari planlama, pano elemanların boyutlandırılması, boyutlandırmanın iklimsel konfor ve enerji tasarrufuna etkisi, dış kabuk sistemlerinin katmanlaşma ve birleşim olanakları konusunda bilgi veren ve öneri oluşturan çalışmalar aşağıda sıralanarak yorumlanmıştır.

Zorer Gedik, çalışmasında hazır beton duvar elemanlar sınıflandırılarak, ısısal konfor açısından incelenmiştir. İncelemede, ülkemizde üretilen ve uygulanan hazır dış duvar elemanlarından seçilen örnekler, ısı yalıtım yönetmeliğinde TS 825[1] verilen dört derece gün bölgesinin Ocak ayı dış hava sıcaklığı ortalamalarına göre, iç yüzey sıcaklıkları ve yoğuşma açısından kontrol edilerek değerlendirilmiştir [2].

M. Timur CİHAN, “Eps –bloklı, çelik donatılı beton taşıyıcı duvarlı binanın ısı performansını” başlıklı yüksek lisans tezinde, EPS-Bloklı, çelik donatılı beton taşıyıcı duvarların yaz ve kış dönemlerine ait ısı performansını, geleneksel yapı sistemleriyle

karşılaştırılmıştır. Bu duvarın yapım sistemi şu şekildedir; EPS Blokların arasında kalan boşluğa çelik donatılar yerleştirilerek beton doldurulur. Böylece EPS blok hem kalıp, hem de yalıtım malzemesi görevi görür. Isısal performans analizi yapılacağından, duvar sisteminin bileşenlerine ait kimyasal özellikler, ısı özellikler verilmiştir. Ayrıca, ısı ile ilgili bilgiler, ısı iletim mekanizmaları, ısı iletim rejimleri, sınıflandırılarak anlatılmıştır. Duvarın yaz ve kış performansının analizine yönelik, TS 825'te verilen hesaplamalar detaylıca anlatılmıştır. Hesaplamalar için, örnek bina olarak; kat yüksekliği 3 m olan, 3 kat ve çatıdan oluşan bir iki villa kullanılmıştır. EPS Bloklulu çelik donatılı taşıyıcı duvardan oluşan sistem, eş kalınlıkta olan yalıtım ve beton elemanlarından oluşan; dışarıdan yalıtım(DY), içeriden yalıtım (İY), çift duvar arası yalıtım (ÇDY) sistemleriyle 1. 2. 3. 4. Derece Gün (DG) bölgelerine göre hesaplanmıştır. Bu sistemlere ait detay kesitler verilmiştir. Bu hesaplamalar sonucunda, kış döneminde, 4 bölge için de en iyi sonucu DY uygulamasının verdiği, ÇDY uygulamasının 3. ve 4. DG bölgeleri için yetersiz olduğu, EPS Blokların 3. ve 4. DG bölgeleri için iyi sonuç vermesine karşın 1. ve 2. bölgeler için diğer uygulamaların altında kaldığı görülmüştür. Yaz dönemine ait detaylı bir hesaplama yapılmamasına rağmen, yalnızca kesit ölçeğinde, ısı tutma kapasiteleri göz önünde bulundurularak yapılan değerlendirmede, olumludan olumsuzla şöyle sıralanmıştır; DY, ÇDY EPS, İY. Bu durumda EPS-bloklulu çelik donatılı beton taşıyıcılı duvar sisteminin, dışarıdan yalıtıma alternatif oluşturamadığı ancak inşa hızı, uygulama kolaylığı, fayda/maliyet açısından da incelemek gerektiği sonucuna ulaşılmıştır [3].

Caner GÖÇER, Bilge IŞIK, "Beton hesaplı prefabrik ilköğretim binalarında dış duvar özellikleri-çevre ilişkisi" başlıklı makalelerinde eğitim yapılarının hızlı ve kolay inşa edilmesi zorunluluğu nedeniyle, prefabrike sistemlerin eğitim yapıları için uygun olduğu belirtilmektedir. Yapı kabuğunun büyük bir kısmını oluşturan dış duvarların betonarme prefabrike sistemlerle oluşturması durumunda olası sistemlerin duvar tiplerinin problem noktalarının enerji tüketim verilerine bağlı olarak kirlenici emisyonların değerlendirilmesi bu çalışmanın ana konusunu oluşturmaktadır. Bu çalışmada kullanılacak paneller, genel gruplar ve bu gruplara bağlı alt gruplar olarak ele alınmıştır. Genel gruplar ve alt grupları; cephe düzeni (yatay etki, düşey etki, yatay-düşey etki, düz etki), panel genişliği (geniş-max7.20m-, orta, dar), taşıyıcılık(kendini taşıyan, taşınan, taşıyıcı) şeklindedir. Bu seçenekler doğrultusunda örnek bir bina için, toplam enerji ve

doğalgaz tüketimi, ısı köprüsünün olmadığı ideal durum, derzlerde ısı köprüsünün olduğu durum, panellerde ısı köprüsünün olduğu durumlarda hesaplanmıştır. Bu sonuçlara bağlı olarak da yıllık kirletici emisyonları hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda, cephe düzenine, panel genişliğine ve taşıyıcılığa bağlı olarak oluşturulan seçeneklerin, kirletici emisyonlarının değerlendirilmesinde, bina taşıyıcı sistem elemanlarının tamamen örtüldüğü, ön konumlu, derzlerde ve panellerde ısı yalıtımının kesintisiz olduğu cephe sistemi en düşük ısıtma enerjisi tüketimine sahip olduğundan en düşük kirletici emisyonlarına sahip olduğu ortaya çıkmıştır [4].

Mustafa Kemâl ERVAN makalesinde betonarme ile üretilecek panel elemanlarda sekiz farklı bini tipinin uygulanabilirliğini denetlemiştir. Bu sistemler, üretilebilme, yalıtılabilme, aks sistemine uygunluk, montaj-demontaj uygunluğu, kenetlenebilme ve kenetleme elemanı takılabilme durumlarına göre “yargısal ölçme” yolu ile (1-5 arası rakamlarla puanlanarak) değer düzeyleri belirlenmiştir. Çalışma sonucunda en uygun olan sonucun %71 ile dar-geniş açılı, düz yüzey temaslı bini tipi olduğu, ancak onun da yalıtma ve kenetlenme özellikleri olmadığı görülmüştür. kademeli ve dişli bini tiplerinden altısı ise %50-60 aralığında kalırken, doğrusal geçmeli bini tipinin %16 uygunlukta olduğu belirlenmiştir [5].

N. Volkan GÜR ve Murat AYGÜN çalışmada, yapı kabuğunda ve yapılarda esnekliğin önem kazanması sonucu, değişen yapı kabukları için konfor koşullarını belirlemeye yönelik bir tasarım destek sistemi geliştirilmeye çalışılmıştır. Öncelikle yapı kabuğunun değişkenlik-esneklik ölçütü belirlenir. Hava geçirgenliği, ışık geçirgenliği, enerji kazanımı, değişkenlik, kontrol vb. daha sonra bu değişkenlik ölçütlerinin, bileşenin fiziksel değişim ya da bir başka elemanın yerine geçmesi durumlarından hangisi olacağı belirlenir. Bu değişiklikler, bir tablo üzerinde göreceli olarak 0, 1, 2, 3, 4 şeklinde puanlanır. 0 en konforsuz koşulu gösterirken 4 en iyi durumu göstermektedir.

Bu yöntem ile yapı kabuğunda meydana gelebilecek potansiyel değişikliklerin kullanıcı konforunu belirlemek açısından, tasarımcıya bir öngörüsü oluşturulmaktadır [6].

Isıl konfor, ısı ortamdan duyulan memnuniyeti belirten bir kavram olarak tanımlanmaktadır [7]. Bireysel konforun sağlanması fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve diğer faktörlerden etkilenen bir süreçtir. Fanger, psikolojik teori ile istatistiksel verileri

birleştirmiş ve ısı duyarlılığı öngören bir matematiksel model geliştirmiştir. Fanger'e göre aktivite hızı, giysi, ortamın hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem gibi altı konfor değişkeni konfor şartlarını belirlemek için kullanılan PMV (Tahmini ortalama oy) göstergesini meydana getirmektedir. Fanger, PMV göstergesini standart bir ısı his ölçeğine göre (Çizelge 1) ısı ortam değişkenlerinin (hava sıcaklığı, bağıl nem, hava hızı, ortalama radyant sıcaklık) ve kişisel değişkenlerin (aktivite hızı ve giysi) herhangi bir kombinasyonunun kalabalık bir insan grubu üzerindeki etkisini oylama yoluyla tespit eden bir parametre olarak tanımlamaktadır [9].

İnsanlar genel ısı konfor veya yerel ısı konfor parametrelerinden dolayı memnuniyetsiz olabilmektedir. Genel ısı konfor ölçütlerine göre konforlu durumda olan kişi yerel ısı konfor ölçütlerine göre konforsuz durumda ya da genel ısı konfor ölçütlerine göre konforsuz durumda olan kişi yerel ısı konfor ölçütlerine göre konforlu durumda olabilmektedir. Literatürde konforsuz insan sayısının oranının birleşimini veren herhangi bir bağıntı yoktur. Bu yüzden bu durumu basitleştirmek için ASHRAE 55 standardı, %10 genel ısı konfor memnuniyetsizliğin üstüne %10 yerel ısı konforsuzluktan dolayı memnuniyetsizliği ekleyerek toplam ısı kabul edilebilirliği %80 olarak belirlemiştir [9,10].

Mahal içerisine sıcak veya soğuk hava sağlayarak hava sıcaklığını kontrol eden zorlanmış taşınım esasına dayalı klasik sistemlerle karşılaştırıldığı zaman radyant sistemlerde daha homojen sıcaklık dağılımı ve daha yüksek ısı konfor elde edilebilmektedir ve aynı ısı konfor durumu için daha az enerji tüketimi mümkün olabilmektedir [11]. Zorlanmış taşınım sistemlerinde sık karşılaşılan bir durum da hava akımı ve insanın ayağı ile başı arasındaki yüksek sıcaklık farkı nedeniyle konforsuz bir ortam meydana gelmesidir [12]. Radyant sistemlerde düşey yöndeki sıcaklık farkının daha az olduğu ve hava hareketinin hemen hemen hiç olmadığı bir iç ortam yaratılmasıyla bu yerel ısı konforsuzluk ortadan kaldırılabilir [13].

Tye-Gingras ve Louis Gosselin tarafından çalışmada, Quebec şehrindeki (Kanada) tipik bir konut binasının hibrid sistemle ısıtılan tavan ve radyant duvar panel sistemleri sayısal optimizasyon sonuçları gösterilmektedir. Sistemin konfor ve enerji tüketimi çoklu optimizasyon için kullanılan parametrelerdir. Temel tasarım değişkenleri panellerin yön

ve ölçülendirmeleri ile su giriş sıcaklıklarıdır. Hibrid sayısal metot 2D Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi ile boş bir odanın analizleri yapılmak üzere kullanılmıştır. (radyant panellerle çevrili bir oda) Bu strateji gerçek oda geometrisini dikkate alarak, aynı zamanda oda içerisinde uygun konfor ve radyant panel sıcaklık değerlerini sağlamaya imkân tanır. Sonuçlar tek bir optimum sonuç olmadığını, panel yüzey alanının %66 düşürüldüğünde dahi su gidiş sıcaklığını doğru ayarlayarak optimuma yakın değerlere ulaşmanın mümkün olduğunu göstermiştir. (Pareto yönelimi) Bu yöntemin doğru uygulandığı zaman toplam panel yüzeyini %66 civarında azalttığı görünmüştür. Bu akışkan sıcaklık kontrolü konforu maksimize etme ve hidronik ısıtma panelleri enerji tüketimlerini minimize etmede en önemli parametreyi oluşturmaktadır [14].

Radyant panellerle ısıtmada panelden yayılan ışınlama ısı enerjisi doğrudan ortamdaki cisimlere aktarılır ve panel yüzey sıcaklığının yüksek olması sebebiyle ortalama radyant sıcaklık artar. Böylece konvektif ısıtma sistemlerine göre radyant panellerle daha düşük hava sıcaklığında ısıtma yaparak aynı konfor şartları sağlanabilmektedir. Dudkiewicz ve Jezowiecki yaptıkları çalışmada radyant sistem kullanılarak hava sıcaklığının klasik yöntemlerde olduğundan 5°C daha düşük tutularak aynı ısı konfor düzeyinin yakalanabileceğini göstermişlerdir [15].

Zhang ve arkadaşları yerden radyant sistemleri deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel analizlerde ısı transferi kapasitesi, sıcaklık dağılımı ve ısı konforu incelemişlerdir. Ayrıca borular arasındaki mesafenin taban yüzey sıcaklığı ve oda hava sıcaklığı arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Çalışmaları sonucunda taban yüzey sıcaklığı ve oda hava sıcaklığının borular arası mesafenin artması veya besleme suyu sıcaklığının artmasına bağlı olarak arttığını ispatlamışlardır. Oda hava sıcaklığının uniform ve toplam ışınlama ısı transferi miktarının %60 civarında olduğunu, sistemin 3 saat geçtikten sonra kararlı hale geldiğini ve PPD ile PMV değerlerinin ISO 7730 standartlarında tavsiye edilen değer aralığında olduğunu göstermişlerdir [16].

Myhren ve Holmberg, ısı konfor ve enerji tüketimini incelemek amacıyla 4,8 m x 2,4 m x 2,7 m boyutlarında bir oda modeli üzerinde sayısal ve bu sayısal analizi doğrulamak için deneysel çalışma yapmışlardır. [17].

Catalina ve arkadaşları radyant tavandan soğutma alanında bir test odasında yaptıkları deneysel çalışmayı HAD ile desteklemişlerdir. Deneysel testleri boyunca nem, yoğunlaşma riskinin en aza indirildiği bir değerde sabit tutulmuştur. HAD için gerekli sınır değerleri deneysel verilerden alınmıştır. Çalışmaları sonucunda bilek bölgesindeki hava hızı 0,2 m/s'yi geçmiş fakat diğer bölgelerde 0,1 m/s' nin altında seyretmiştir. Deneysel sonuçlar göstermiştir ki dikey sıcaklık asimetrisi 1°C'den düşük ve küre ile çevre sıcaklığı arasındaki maksimum fark 0,8°C'dir. Test odasında farklı bölgeler için PMV grafikleri ısı konforu sağlandığını göstermiştir. Sonuç olarak tavandan soğutmanın, düşük dikey hava gradyeni ve yüksek metabolizma veya giysi yalıtımı oranlarında bile ısı konforu sağlama gibi avantajları olduğunu onaylamışlardır [18].

Vangtook ve Chirarattananon, sıcak ve nemli iklime sahip olan Tayland şartlarında havalandırmanın doğrudan dış havayla yapıldığı bir radyant soğutma uygulamasına ilişkin deneysel ve sayısal çalışma yapmışlardır. Deneyler ve sayısal çözümler 7,5 m alanına sahip bir odada Mart'ın sıcak ve kuru, Mayıs'ın nemli ve Aralık'ın da soğuk dönemlerinde yürütülmüştür. Sayısal sonuçların deney verileriyle birebir örtüştüğü görülmüştür. ASHRAE ve ISO standartları temel alındığında deneysel ve sayısal sonuçlar radyant soğutmayla ısı konforu sağlanabileceğini göstermiştir. Fakat yoğunlaşmanın önlenmesi amacıyla soğutma suyu sıcaklığının minimum 24-25°C'de tutulması gerektiğinden birim alan başına soğutma kapasitesi 40 W/m² ile sınırlı kalmaktadır ve bu nedenle radyant panelin soğutma etkisi bazı durumlar için yetersiz olmaktadır. Buna rağmen radyant soğutma panelleriyle hava sıcaklığında dikkate değer bir değişim elde edilemediği bu durumlarda bile radyant sıcaklığın düşmesi sağlanabilmektedir [19].

D'Orazio, vd., bu çalışmada, konutlarda duvarların iç yüzeyinde sıva ve bitiş malzemelerinde oluşan mantar ve küfler incelenmiştir. Yapılan hesaplamalarda iç ortamda ve duvar iç yüzeyinde bağıl nem oranları bulunmuştur. Hesaplamalar, laboratuvar ortamında sıva örneklerinden alınan numuneler ile deneysel olarak da desteklenmiştir. Genel araştırma kapsamında, pencere bileşenleri ve duvarların, Avrupa standartlarına bağlı olarak, iç ortam ve hava kalitesine etkileri incelenmiştir [20].

F. Umaroğulları, “Betonarme Düşey Yapı Kabuğunda Yalıtımın Yerinin ve Kalınlığının Nem Denetimi Açısından Deneysel ve Sayısal Değerlendirilmesi” başlıklı doktora tezinde betonarme düşey kabuk elemanının farklı kesit biçimlenişlerinin, Künz el analitik metodu kullanan WUFI®2D-3 bilgisayar programıyla, Türkiye’nin sıcak-kuru, sıcak-nemli, soğuk, ılıman-kuru ve ılıman-nemli olmak üzere 5 iklim bölgesinde ısı ve nem geçişi hesaplamaları yapılmıştır. Ayrıca ısı ve nem geçişinin simüle edildiği deneysel bir düzenek yardımıyla 4 ayrı kabuk sistemi üzerinde ölçümler alınmıştır. Deneysel yöntem ve hesaplama yöntemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tez kapsamında; sayısal ve deneysel yöntemin sonuçlarını karşılaştırarak sınavan, sayısal yöntemin Türkiye’nin değişik iklim bölgelerinde uygulama çalışmasını yaparak, betonarme düşey kabuk seçeneklerinin en uygun sıralanışını belirleyen, yalıtım kalınlığı ve yalıtım malzemesi değişimi ve kabuk içerisindeki farklı konumunu değerlendiren bir yaklaşım ortaya konulmuştur [21].

H. SÖZER makalesinde geleneksel duvar kaplamaları ile PV yüzey kaplamalarının karşılaştırarak PV’lerin olumlu ve olumsuz özelliklerini ortaya koymuştur. PV sistemlerin saydam ve opak olabilmesi, cephe kaplaması, gölgeleyici ve çatı kaplaması olarak kullanılabilmesi ve enerji tüketiminin olmaması gibi etmenler PV sistemlerin öne çıkan özellikleri arasında belirtilmiştir.

Isısal özellikleri; ısı iletkenliği, ısı ı kazanç katsayısı, gölgeleme katsayısı olarak belirtilmiştir. Doğal aydınlatmadaki rolü ise saydam PV elemanların cephede kullanılması ile doğal aydınlatmadan yararlanmayı sağlar. Duvar yüzeyi ve PV sistemin arasında kalan boşluk havalandırmaya yardımcı olurken sistemin çalışmasını sürdürmesi için gerekli kabloların geçeceği bir alan sağlamaktadır. Akustik olarak ise cephede kullanılan PV sistemler, ağır plakalar halinde olduğundan gürültü kontrolüne katkısı bulunmaktadır. PV sistemlerinin ve geleneksel yüzey kaplamalarının ekonomik durumları karşılaştırıldığında, m² fiyatları pahalı olan kaplama sistemleri (giydirm e cephe, granit kaplama, parlak taş kaplama) ile yaklaşık maliyete sahiptir. Ancak PV’leri yüzey kaplaması olarak ele aldığımızda PV modülleri ve dengeleyiciler olarak kapsamlı bir sistem ortaya çıkar. Dengeleyici sistemde, kablolar, jeneratörler, invertörler, hata giderici gibi elemanlar dahil olur. Yani sistem maliyetinin %45-50 si PV panellerinden gelirken %30-35 i dengeleyici sistemden %5-20 si ise kurulum ve montaj işlerinden

gelir. Bu ücretlere ek olarak bakım-onarım maliyeti, yenilenmesi durumunda gereken ücretler, ruhsat giderleri gibi ücretler bu sistemi oldukça pahalı bir sistem yapar.

Sonuç olarak PV sistemlerin maliyetinin yüksek olmasına rağmen, uzun vadede etkileri düşünüldüğünde bina kullanıcılarına büyük yarar sağlamaktadır [22].

İbrahim ATILGAN ve Can EKİCİ makalesinde Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde bulunan, güneş enerjisi destekli döşemeden ve radyatörden ısıtılabilen bir ofisin Fanger yöntemi kullanılarak döşemeden ve radyatörden ısıtılma durumlarının kıyaslamasını yapmıştır. Çalışılan ortamda güneş enerjisine destek olarak elektrikli ek ısıtıcı da kullanılmıştır. Çalışma alanı 55x55cm'lik hücrelere bölünmüş, her hücre için yerden 0,2 m, 0,6 m ve 1,0 m yüksekliklerine ait hava sıcaklığı ve ortalama ışıma sıcaklıkları döşemeden ısıtma ve radyatör seçenekleri için ayrı ayrı ölçülmüş bu ölçümlerden elde edilen veriler doğrultusunda PMV ve PPD değerlerine ulaşılmıştır.

Bu değerlendirmeler sonucunda döşemeden ısıtmanın daha homojen bir ısı konfor ortamı sağladığı, radyatörden ısıtmada ise radyatöre yakın kısımlarda PMV değerlerinin daha yüksek çıktığı görülmüştür [23].

Can EKİCİ, sürdürülebilir enerji arayışının olduğu günümüzde sınırsız bir enerji kaynağı olan güneşin enerjisi kullanılarak, radyatör ve döşemeden ısıtma sistemlerinin ısı konfor açısından karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmanın başlarında, Türkiye'de güneş enerjisi ve çalışmanın yapıldığı yer olan Ankara ili, Çankaya ilçesine ait çeşitli güneşlenme verileri ve güneş kolektörleri ile sıcak sulu yerden ısıtma sistemlerine ait teknik bilgiler verilmiştir. Deneysel çalışmada, güneş enerjisi desteği ile radyatör ve döşemeden ısıtılan bir ortamın Fanger yöntemi ile konfor analizi yapılmıştır. Çalışma alanı Gazi Üniversitesi Mimarlık-Mühendislik Fakültesi 2. Katıdır. Ölçümleri, sadece radyatör açıkken, hem döşemeden ısıtma, hem radyatör açıkken ayrı ayrı yapılmıştır. Yapılan çalışmada, ortamın sıcaklığını, nemini, yüzey sıcaklıklarını, ışıma sıcaklıklarını ölçmek amacıyla çeşitli cihazlar kullanılmıştır. Bu ölçümlerden bazıları Dali_08 adlı programda toplanarak çeşitli uzaklıklar için ışıma sıcaklıklarının belirlenmesi sağlanmıştır. PLW Recorder nem ile ilgili bilgilerin toplandığı programdır. Cowfort Beta 1.0 ise, Can Ekici tarafından yazılmış olup, nemin, aktivite seviyesinin, giysi ısı değerlerinin ve her yükseklik için sıcaklık ışıma sıcaklığı, hava hızı değerlerinin

girilmesiyle PMV, PPD ve giysi yüzey sıcaklıklarını hesaplamaktadır. Aralık, Ocak ve Şubat aylarında belirli günler için elde edilen veriler 3 durum için dış ortam sıcaklıkları ve kişilerin giysi değerlerine göre hesaplanmış ve grafikler halinde gösterilmiştir. 0,2 m, 0,6 m, 1,0 m için ortalama PMV ve PPD değerleri belirtilmiştir. Tüm bu ayrıntılı veriler sonucunda radyatörün açık olduğu durumlarda radyatöre yakın yerlerde PMV değeri yüksek çıkarken, yalnızca döşemeden ısıtma durumunda daha homojen bir ısıl konfor çevresi yarattığı görülmüştür. Bu çalışma bizim sistemimiz ile benzer bir düzenek üzerinden yürütülmüştür [24].

Ali H. ABDÜLKAREM yüksek lisans tezinde Ankara’da 630x370 cm boyutlarındaki bir odanın güneş enerjisi ile döşemeden ısıtılması durumunda Fanger yöntemi ile konfor analizi yapılmıştır. Çalışma alanı 55x55lik alanlara bölünmüş, bu alanların her birinin ortasından, 0,2m, 0,6m, 1,0m için hava hızı, nem, sıcaklık ve ısıma sıcaklığı değerleri ölçülmüştür. Bu ölçümler Labview programı ile dijital veriye dönüştürülmüş, FORTRAN dilinde bir bilgisayar programı yapılarak, giysi değerleri ve aktivite düzeyine göre PMV ve PPD değerlerine ulaşılır. Yerden ısıtmada -12°C dış hava sıcaklığı için 50°C giriş suyu sıcaklığı alınmıştır. Hava hızının her hücre için 0,1m/s’nin altında olduğu görülmüştür. Sonuç olarak döşemeden ısıtmanın homojen bir ısı dağılımını sağladığı PMV değerlerinin sıfıra yaklaştığı ve sıfıra en yakın değerlerin ince giysi olduğu durumda sağlandığı görülmüştür [25].

Adana, Olmedo ve Esteban, University of Cordoba ’daki test odasında havalandırma ile birlikte ve bağımsız çalıştığı şartlar için tavandan ve yerden radyant sistemlerdeki ısıl konforu incelemişlerdir. Test odasını bir çalışma ofisi olarak tasarlamış ve test odası içerisine ısıl manken ile 4 bilgisayar koymuşlardır. Testler sonucunda birleşik radyant sistemlerin sadece hava sistemlerine göre daha düşük PPD değerlerine ulaşılmıştır. Ayrıca birleşiktavandan radyant sistemde birleşik yerden sisteme göre daha düşük PPD değerleri görülmüştür [26].

Nagano ve Mochida, uzanma pozisyonundaki deneklerle tavandan radyant soğutma sistemlerini toplam 28 deney yaparak incelemişlerdir. Edindikleri sonuçlar hastane odaları ve yatak odalarının tasarımı konusunda önem teşkil etmektedir [27].

Miriel ve arkadaşları tavandan soğutma uygulamasında kullanılan radyant panellerin enerji performanslarının incelenmesi ile ilgili Fransa’da iki kış ve bir yaz mevsimi boyunca deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak iyi yalıtılmış binalarda tavana yerleştirilmiş sulu radyant panellerin ısıtma ve soğutmada kullanılabileceği görülmüştür. Radyant panellerinin kapasitesi sınırlı olduğundan şartlandırılacak mahalin ısıtma ve soğutma yükü düşük olmalıdır. Çalışmanın yürütüldüğü Fransa şartları, yoğunlaşmayı önlemek için panel yüzey sıcaklığının minimum 17°C’de tutulmak zorunda olması nedeniyle karasal bölgelere göre radyant soğutma uygulaması için daha az uygundur[28].

Gingras ve arkadaşları serpantin boru düzeni ile düşük ısı kütlesi hidrolik radyant soğutma veya ısıtma panelleri ısı transferi hesaplanması için optimal bir modelleme yöntemi belirlemeyi amaçlamaktadır. Bu yöntem, geleneksel olarak kullanılan borular arasındaki ısı simetri durumu için iyi bilinen bir analitik modelleme yöntemine dayalı yeni bir yarı analitik işlemi sunar. Sunulan standart referans durumunda, yarım boru arası mesafesinin %29’ una ulaşan sıcaklık asimetrisi önemlidir. Ancak ısı transferi performansları ısı simetri varsayılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında önemli ölçüde etkilenmemiştir. Ayrıca paralel düzen ile serpantin düzenindeki performans farkının beklendiği gibi önemli ölçüde olmadığı gösterilmiştir. 1D ısı iletimi varsayımının etkisi düz boru bitimi şeklinde modellenerek 2D sonlu eleman koduyla çözüldü. Bu varsayımların hiçbiri ısı transferi hesaplamasında önemli bir hataya neden olmamıştır [29]

Okamoto ısı akısı, panel içerisindeki boru yoğunluğu ve su sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına bağlı hesaplama metodu geliştirilmiştir. 7 case için yapılan deneylerle bulunan hesaplama yöntemi doğrulanmıştır. Okamoto ve arkadaşları hesap yöntemlerini radyant panellerin tasarım aşamasında kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır [30].

Jin ve arkadaşları yerden ısıtma ve soğutma sistemleri için zemin yüzey sıcaklığının belirlenmesi için yeni formulasyon geliştirilmiştir. Aşağıdaki modelde lower layer’ daki ısıl conductivity için numerik çözüm ile korelasyon geliştirilmiştir. Yüzey sıcaklığı için nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla örtüştüğü gösterilmiştir [31]

Jin ve arkadaşları radyant soğutma borusunun ısı iletkenliğinin etkisi ve suyun hızının etkisi numerik olarak incelenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki boru iletkenliği düşük olduğunda kaydedeğer bir etkisi vardır. Fakat su hızının etkisinin çok düşük olduğu görülmüştür. Nümerik sonuçlar deneysel çalışma ile doğrulanmıştır [32].

Zhang L. ve arkadaşları tasarımcılar tarafından dikkate alınan 3 parametre olan ısı kapasite, yüzey sıcaklık dağılımının uniformluğu ve max/min yüzey sıcaklığı incelenmiştir. Makalede ısı transfer katsayıları bulunup literatürdeki verilerle karşılaştırılmıştır. Bütün ısı dirençler analitik olarak hesaplanmış ve ortalama yüzey sıcaklığı ve ısı kapasitedeki hata payı literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır [33].

Kılış ve arkadaşları yerden ısıtma ve soğutma için analitik model geliştirerek kompozit kanat yaklaşımıyla toplam U değerini panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımını elde etmiştir. Bulduğu modeli bir case study için uygulamıştır [34].

Li ve arkadaşları çok katmanlı zemin yapılarındaki yerden soğutma sistemleri için basitleştirilmiş hesap yöntemi geliştirilmiştir. Zeminden olan ısı transferi prosesine göre eşdeğer ısı direnci metodu geliştirilmiş ve döşeme üzerindeki sıcaklık dağılımını elde etmek için formüller türetilmiştir. Türetilen basitleştirilmiş hesaplama yöntemi deneylerle doğrulanmıştır ve yüzey sıcaklığındaki mutlak hata 0,4°C bulunmuştur [35].

Liu ve arkadaşları iki ısı transferi modeli olan düzenlenmiş kompozit kanat modeli ile eşdeğer ısı direnç modeli, şaptan ısıtılan zeminler için geliştirilmiştir. Eşdeğer ısı direnç ifadesi zeminin şekil faktörüne bağlıdır ve ısı kazançları buna göre basitleştirilmiştir. İki modelin hassasiyetleri deneysel ve nümerik olarak simüle edilerek değerlendirilmiştir [36].

Koschenz M. ve arkadaşları şapa döşenen boru sistemlerinin modellendiği bu çalışmada su sıcaklığı ile oda hava sıcaklığı arasındaki ısı transfer katsayısı tespit edilerek basit bir model oluşturulmuştur. Bu modelde değişken bina modelleri için program kodunu değiştirmeye gerek kalmamıştır. Elde edilen analitik formülasyon TRNSYS enerji simülasyon programıyla doğrulanmıştır [37].

Liu ve arkadaşları star tipi R-C ağ modeli beton soğutma şaplarının dinamik ısı performanslarını simüle etmede kullanılabilir fakat modeldeki çekirdek sıcaklığı baz

alınarak ısı direnci ve ısı kapasitenin belirlenmesi oldukça zordur. Daha sonra iki farklı beton soğutma sistemi için model çözülmüştür ve FEM modeli ile oldukça benzer sonuçlar elde edilmiştir [38].

Jeong ve arkadaşları metal panellerle tavandan soğutma için korelasyon geliştirilmiştir. Bu analizlerde panel soğutma performansına 8 farklı parametrenin ve 11 ikinci dereceden etkileşimin etkili olduğu bulunmuştur. Alüminyum ve çelik panellerin bulunan korelasyona göre soğutma kapasiteleri literatürdeki deneysel ve imalatçı verileriyle örtüşmüştür [39].

Tuğba TETİK yüksek lisans tezinde toplam enerji tüketiminin %20'sinin konut sektöründe geliştiği ülkemizde bireysel ısıtma sistemlerinin verimli kullanılması büyük önem taşıması nedeniyle bireysel ısıtma sistemi deneysel olarak incelenerek enerji ve ekserji analizini yapmıştır.

Farklı parametreler kullanılarak yapılan deneyleri 3 grupta toplanmıştır.

- Gaz ve su debisi sabit, suyun sıcaklığı değiştirilmiş,
- Gaz debisi, kombinin sıcaklığı sabit, suyun debisi değişken,
- Su debisi ve sıcaklık sabit, gaz debisi değişken olacak şekilde, farklı dış hava sıcaklıklarına ve 3 farklı yüzey alanına sahip radyatörler üzerinde deneysel olarak incelenmiştir. Su sıcaklığına göre olan durumda, su sıcaklığı artarken CO ve NO_x gazlarının emisyonunda artmaktadır. Su debisine bağlı olan durum da aynı şekilde debi arttıkça CO ve NO_x emisyonu artıyor. Gaz debisinin artması durumunda ise baca gazı sıcaklığı ve CO emisyonu üzerinde çok fazla etkisi olmazken NO_x emisyonunun arttığı görülmüştür. Yapılan bu çalışmadan üzerinde çalışacağımız sistemin çevresel etkilerine yönelik araştırma yöntemlerinden yararlanabiliriz [40].

Aslıhan BAŞKAL yüksek lisans tezinde toprak kaynaklı ısı pompasının duvardan ısıtma ve soğutmalı durumunun etkinliğini değerlendirmektedir. Hipotez; hidrolik radyant ısıtma ve soğutma sistemleri, düşük enerji ile yeterli konfor koşullarını sağlayacağından ısı pompası ile birlikte kullanılmasının uygun olacağı düşünülmektedir. Radyant hidronik duvar panelinin çalışma ilkeleri, avantajları ve dezavantajları üzerinde durulmuş, ısı

transferi ile ilgili bilgilere değinilmiştir. Duvardan ısıtma ve soğutmalı dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sistemini oluşturan alt sistemlerin toprak altı devresi, ısı pompası ve cihazı, duvar panellerini ayrı ayrı kütle ve enerji analizleri yapılmıştır. Uygulama YTÜ Davutpaşa kampüsüne kurulmuş olan, Yıldız Yenilenebilir enerji evinde yapılmıştır. Yapı 2 katlı, 46 m² taban alanına sahip 2 katta toplam 4 oda ve giriş holünden oluşmuş olup makine dairesi olarak tasarlanan oda hariç diğer 3 odanın duvarlarına ısıtma/soğutma akışkanının dolaştığı serpantinler yerleştirilmiş ve üzeri sıvanmıştır. Test odasında yapılan ölçümler sonucu, ısıtma döneminde, odaya yayılan enerji 1,041kw olarak hesaplanarak; ihtiyacı karşıladığı görülmüştür. Bunun için harcanan enerjinin yalnızca %25'i elektrik enerjisidir. Soğutmada ise; %18,5'inin elektrik enerjisi olarak kullanılırken, elde edilen 0,593 kW değeri test odası için hesaplanan değeri karşılamamaktadır. Ancak test odasının gerçek ısı kazanç değeri hesaplandığında bulunan değer test odasının yükünü karşıladığı görülmüştür [41].

Kilkis (2006) makalede, geliştirilen kompozit ısı duvar panelinin ısıtma, havalandırma ve soğutma işlemlerini orta dereceli sıcaklıklarda yapabilen türlerini incelemiştir. (Düşük ısı (low-enthalpy) enerji kaynaklarının doğrudan kullanabildiği.) Bu teknoloji yüksek maliyetlerdeki donanım gerekliliğini elemekte ve sıcaklık iyileştirmesi sağlamaktadır. (düşük ısı enerji kaynakları kullanıldığında tüm geleneksel ısıtma ve soğutma sistemleri ile bağlantılı olabilen) Analitik yaşam döngüsü maliyet minimizasyon algoritması, ısı borularının, ısı pompalarının, rüzgar türbinlerinin, solar kolektörlerin ve soğutma üniteleri ile alternatif enerji kaynaklarının toplandığı bu yeni teknolojiyi en uygun hale getirmede kullanılmaktadır. Sonuçlar optimum bir tasarım ile düşük ısı enerji kaynaklarının kolayca bulunabileceğini, bu sistemin etken olarak fosil yakıt bağımlılığını ve binaların zararlı misyonlarını azaltacağını belirtmektedir [42].

Martinopoulos ve Tsalikis makalede, Yunanistandaki 88 m² lik müstakil evin solar mekan ve ısıtma su sistemine göre teknik ve ekonomik değerlendirmesini yapmaktadır. Dört iklimsel zona göre tasarlanan her bir zon yapılan enerji analizi Yunan yasalarına uyumludur. Net bugünkü değer ve geri ödeme maliyetleri finansal analizde, güneş kolektör sistemlerini ve depolama tanklarını ilişkilendirmektedir. Bu sayede yıllık sistem analizleri fosil yakıtlardan kaynaklanan emisyon miktarlarında azalma ve maliyetlerde

azalma görülmektedir. Güneş sistemleri tüm ısıtma yüklerinin en az %45' ini kapsamaktadır [43].

Kincay ve arkadaşları "Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi " nin yalıtımıyla ilgili yaptığı çalışmada TS 825' e uygun olacak şekilde 5 cm kalınlığında XPS yalıtım levhası ve siding kaplama malzemesi kullanıldığında genel olarak binanın ısı kaybeden yüzeylerinde, toplam ısı geçiş katsayılarının önemli ölçüde azaldığı ısı kaybı değerlerinde % 45 azalma olduğunu gözlemişlerdir [44]

Bojic ve arkadaşları çevresel, ekonomi ve enerji tasarrufu açısından yerden, tavandan, duvardan ve yerden-tavandan ısıtma performanslarını karşılaştırmışlardır. 190 m² lik bir aile evinde yaptıkları çalışmada enerji kaynağı olarak klasik doğalgaz kazanı kullanmışlardır. Çalışmaları sonucunda hem tavandan hem yerden ısıtılan sistemde ekserji etkinliği en düşük olmasına rağmen; enerji sarfiyatı, ekserji sarfiyatı, CO₂ salınımı, çalışma maliyeti nominal kazan gücü açısından en iyi değerlere ulaşılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda ikinci en iyi sistemin duvardan ısıtma olduğu görülmüştür [45].

Stetiu ABD'deki ticari binalarda radyant soğutma sistemlerinin enerji ve pik güç kazancını belirlemek için farklı bölgelerde radyant ve zorlanmış taşınımli soğutma sistemlerini sayısal olarak modellemiştir [46]. ASHRAE 62R standardının gerekliliklerini esas alan bu çalışma sonucunda geleneksel sistemlere göre radyant soğutma sisteminin %30 daha az enerjitükettiği ve ortam şartlandırma için ihtiyaç duyulan pik güç talebinde %27 azalma olduğu, ayrıca tüm bölgelerde yoğuşma riski olmaksızın radyant soğutma sistemlerinin kullanılabileceği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar radyant soğutma sisteminden elde edilebilecek potansiyel enerji tasarrufunun sıcak ve kuru iklimlerdekine göre soğuk ve nemli iklimlerde daha az olduğunu ve %17 ile %42 arasında değiştiğini göstermiştir. Radyant soğutma sisteminde dolaşan suyun soğutulması için kullanılan soğutma ünitesinin performans katsayısı (COP) arttırıldığında öngörülen enerji ve pik güç tasarrufu artmıştır.

Franc Sodec, tavandan soğutma panelleri için ekonomik analiz çalışmalar yapmıştır. 45-55 W/m² soğutma yükünün olduğu durumlarda tavandan soğutma ilk yatırım maliyeti VAV sistemlere göre %20 oranında daha az çıkmıştır. Ayrıca %40-55 oranında yerden

tasarruf sağlanmıştır. Pasif soğutmayla beraber tavandan soğutma VAV sistemlere göre %10 -20 daha enerji tüketmiştir [47].

Hong vd., makalede inşaat endüstrisinin önemli malzemelere ve enerjiye ihtiyaç duymakta ve sürdürülebilir gelişimi desteklemek adına enerji korunumu girişimleri için birçok baskın gerekliliklere sahip olduğunu değerlendirmişlerdir. Kompozit strüktürel sistemlerin kullanıldığı çoklu apartman binaları (residence) için, bu strüktürel sistemlerin inşası sırasındaki enerji etkinliği incelenmiştir. Düz döşeme plağı ve hibrid kompozit çerçevelerden meydana getirilmiş duvar sistemlerinden oluşan 9 adet doğrusal apartman binalarının inşa sürecindeki enerji tüketimleri incelenmiştir. Tüketimler daha sonra strüktürel sistem, kat sayıları ve alanı açılarından karşılaştırılmıştır. Enerji etkin hibrid sistem çelik, yerinde dökme beton ve prekast beton kullanmıştır. Çalışmada uygun miktar ve oranlarda bu bileşenlerin oluşturduğu hibrid sistemlerin enerji tüketimini azalttığı belirtilmiştir. Buna göre; enerji etkin hibrid kompozit çerçeve ile inşa edilen çoklu apartman binalarının enerji esnasında harcanan enerjinin yaklaşık %20' sini koruduğu bulunmuştur. Çelik prekast beton malzemelerinin hibrid kompozit duvar sistemlerinde birlikte kullanımı ile enerji performanslarında artış sağlanabilecektir [48].

1.2 Tezin Amacı

0462.STZ.2013-2 numaralı SANTEZ projesi kapsamında Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş ve Yıldız Teknik Üniversitesi binalarda ısıtma-soğutma, yalıtım ve yapısal problemleri beraber çözecek modüler hibrid duvar yapısının geliştirilmişlerdir. Proje kapsamında yüzeyden ısıtma-soğutma sistemini içeren modüler duvar yapı elemanları çalışılarak; yapı, ısıtma ve havalandırma sektöründe pazarlanabilecek bir ürün ortaya çıkarılmıştır. Hibrid Duvar Sistemi, duvar yapı elemanları ile radiant ısıtma-soğutma panellerinin birlikte, modüler olarak ve en uygun şekilde bir araya getirilmesiyle ortaya çıkmıştır.

Bu tezin amacı ise geliştirilen hibrid duvar sisteminin ısı performansının belirlenmesinin yanında termoeconomik analizinin yapılarak optimum panel modelinin belirlenmesidir. Ayrıca bu analiz aşamasında elde edilen sonuçlar sayesinde farklı panel geometrilerinin ısı performansı belirlenmiş olacaktır. Hibrid duvar uygulaması tasarım aşamasında kullanılacak abaklar elde edilecektir.

1.3 Hipotez

Tez çalışmasının konusu olan hibrid duvar sisteminin binalarda enerji tasarrufu, modülerlik ve ısı konfor açısından ciddi avantajları olduğu düşünülmektedir. Hibrid duvar sisteminin bina iç mahale tarafındaki kısmı ülkemizde pek olmasa da dünyada yaygın olarak kullanılan radyant panel sisteminin aynısıdır. Bu sistemler birçok farklılık göstermektedir. Yapılan bütün parametre değişiklikleri sistem performansını etkilemektedir. Tez kapsamın farklı iklim bölgeleri için borular arası mesafe, folyo kalınlığı ve folyo genişliği için analizler yapılmıştır. Hibrid duvar paneli tasarımında kullanılan pex boru ile borunun yerleşeceği yuva arasına kanat görevi sağlayacak şekilde alüminyum folyo yerleştirilmesi, termoekonomik açıdan değerlendirildiğinde sistem performansına olumlu etki sağlayacağı öngörülmektedir.

BÖLÜM 2

ISIL KONFOR

Uzun yıllardan beri ısı konforunun sadece hava sıcaklığına bağlı olduğunu biliriz. Oysaki ısı konforu hava sıcaklığı dışında beş parametreye daha bağlıdır. Bunlar; ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, nem oranı, fiziksel aktivite ve giysilerimizdir. Bu parametrelerin etkisi Prof. P. O. Fanger'in ısı konfor denklemi [9] 'ni tanımlamasına kadar bilinmiyordu.

Pratikte ısı konfor şartlarını her zaman sağlamak mümkün değildir. Bu durumda ısı rahatsızlığının bir göstergesi olan bir değer tanımlanmalıdır. Bu amaçla PMV (Tahmin edilen ortalama oy) indeksi tanımlanmıştır. Bu index yapılan 1300 adet deneyden sonra elde edilmiştir. PMV değeri ilk önce tablodan elde edilir, daha sonra bu değerden PPD (Memnunsuzluk oranı) değeri elde edilir.

Isı konfor denklemini açıklamadan önce, insan vücudunun ısı denge düzenleyici sistemini incelememiz gerekmektedir.

2.1 İnsan Vücudunun Isı Denge Ayarlama Sistemi

İnsan vücudunun neredeyse sabit bir iç sıcaklığı vardır. Bu sıcaklık yaklaşık 37°C'dir. Bu sıcaklık dış hava sıcaklık değişimlerinden çok fazla etkilenmemektedir. Vücut öz (iç) sıcaklık değeri vücudun ürettiği ısıya eşit olduğu durumda hep sabit kalır. Bu dengeyi bir termostat gibi çalışan hipotalamus gerçekleştirmektedir.

Vücuttaki ısı denge vücudun farklı yerlerine dağılmış, termoreseptörden alınan sıcaklık bilgilerine göre sağlanır. Bu termo reseptörler beyindeki sıcaklık merkezi ve vücut yüzeyimize dağılmışlardır. Bu reseptörler hem sıcaklığı hem de soğukluğu algılayan tiplerdedir. Sıcaklık değiştiğinde bu termoreseptörler tarafından algılanır ve sinir sinyali

beyindeki sıcaklık merkezine iletilir. Bu bilgi beyinde değerlendir, vücut öz sıcaklığının sabit kalması için koordinasyon sağlanır.

Vücuttaki soğuk termoreseptörler soğuk hissetmeye vücut yüzeyindeki sıcaklığın saniyede 0.004 °C derece sıcaklığın düşmesiyle hissetmektedir. Sıcak reseptörler ise vücut yüzey sıcaklığının saniyede 0.001 °C ile artmasıyla hissetmeye başlar [25].

Vücuttaki ısı üretimi metabolik prosesler ile kimyasal enerjini ısı enerjisiye dönüştürülmesiyle başlar. Bu ısı üretimi 1 W/kg (vücut ağırlığı) mertebesinde dir. Soğuk şartlarda insan vücudundaki kaslar titremeye başlar bu sayede insan vücudunun metabolizma hızı bazal metabolizmanın üç katına çıkar dolayısıyla ısı üretimi üç katına çıkar.

Vücuttaki ısı üretiminde en büyük değışikliğı kasların çalışmasıyla gerçekleşir. Bu çalışma ile bazal metabolizmada üretilen ısı nın 10 katına kadar ısı üretimi gerçekleştirilebilir. Vücutta üretilen ısı sıcak merkezden (core) yüzeye, dokulardan iletim ile ve deri yüzeyine kanın akışıyla sağlanır.

Soğuk şartlarda soğuk algılayıcılardan elde edilen sinir sinyalleri beyindeki merkeze ulaştığında kan damarının büzülmesi gerçekleşir. Bu durumda yüzeye kan akışı dolayısıyla ısı akışı yavaşlar. Vücudun önemli bölgesi olan öz sıcaklığı 37 °C sabit tutmak için, ilk önce ellere ve ayaklara giden kan akışı kısılr, bu bölgeler de zaten soğğun ilk hissedildiğı noktalardır. Vücudun tüm yüzeylerine giden kan akışının kesilmesiyle deri yüzeyi ile çevre arasında iletme bağı olarak ısı transferi gerçekleşir. Isı kaybı vücudun dışındaki giysilerimizin sağladığı yalıtıma bağıdır. Bu giysilerin kalınlığına ve özelliklerine bağı olarak 0,1 ile 1 clo arasında değışir [9,10].

Sıcak ortamlarda vücut yüzeyindeki sıcaklık arttığında, vücut yüzeyi ile vücut özü arasındaki sıcaklık gradyenleri çok büyük olmaz. Vücut öz sıcaklığı ile vücut yüzey sıcaklığı arasındaki taşınım la ısı alışverişı çok yüksek değildir. Sıcak ortamlarda kan damarlarının genişlemesiyle kan akışı hızlanır. Tüm deri yüzeyine olan akış miktarı minumum akış miktarının 10 katına kadar çıkabilmektedir. Daha sonra üretilen ısı kan akışı ile yüzeylere iletilir, ısı nın kaybı çoğunlukla terleme durumunda buharlaşmayla gerçekleşir. El ve ayaklarda kan akış hızı 30 kata kadar artabilmektedir.

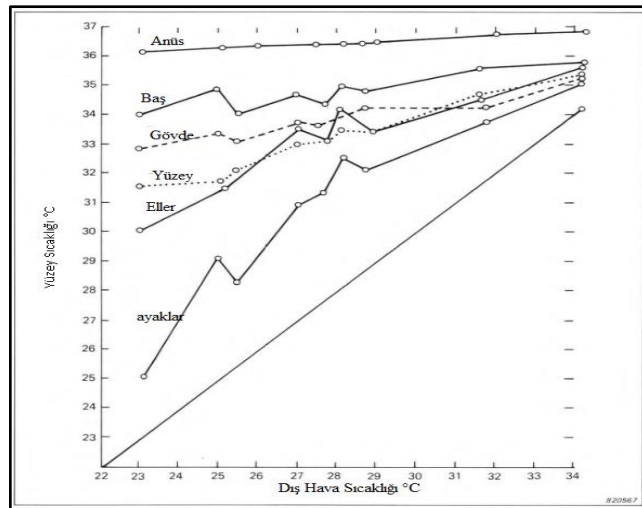
2.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı

Yukarıda ayrıntılı açıklanan vücut termo-regulasyon sistemi, soğutma durumunda kan akışını yavaşlatan ve kaslarda titreme oluşturan, ısıtma durumunda kan akışını hızladır ve terlemeyle buharlaşmayı sağlayan sistem vücut öz sıcaklığını 40-42°C'ye kadar ve yaklaşık 37 °C'de sabit tutmak için gerçekleştirilir. Vücut yüzey sıcaklığı ise öz sıcaklığından daha geniş sıcaklık aralıklarına sahiptir (17-40 °C).

Normal vücut öz sıcaklığı sabahları 37 °C olarak ölçülür. Gün içerisinde 36-38 °C arasında değişim göstermektedir. Vücut sıcaklığı en yüksek değerine genellikle öğleden sonra ulaşır. Daha sonra tekrar düşerek en düşük sıcaklığa sabah vakitlerinde ulaşır.

Soğuk ortamlarda damarların daralmasına rağmen ısı kaybı devam ediyor, vücut öz sıcaklığı düşüyorsa, vücudun verdiği ilk tepki kasların titremesini sağlamaktır. 33 °C'ye ulaşıldığında vücut titremesi durur. Vücut öz sıcaklığı 25 °C'ye düştüğünde ölümcül durum ortaya çıkar.

Sıcak ortamlarda vücut yüzey sıcaklıkları neredeyse üniormdur. Fakat soğuk ortamlarda eller ve ayaklar vücudun diğer organlarına göre daha soğuktur (Şekil 2.1). Acı limiti ise 43 °C yüzey sıcaklığında görülür.



Şekil 2.1 Farklı ortam sıcaklıklarında çıplak insan vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı

2.3 Vücuttaki Isı Dengesi

Daha önce bahsedildiği gibi vücut öz sıcaklığı vücudun ısıyı kazanmasıyla veya kaybetmesiyle dengelenir. Bu ısı dengesi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K \pm E - RES \quad (2.1)$$

Burada ;

S = Depolanan ısı miktarı

M = Metabolizma

W = Dış İş

R = Radyasyonla olan ısı transferi

C = Taşınım ile olan ısı transferi

K = İletimle olan ısı transferi

E = Buharlaşmayla olan ısı kaybı

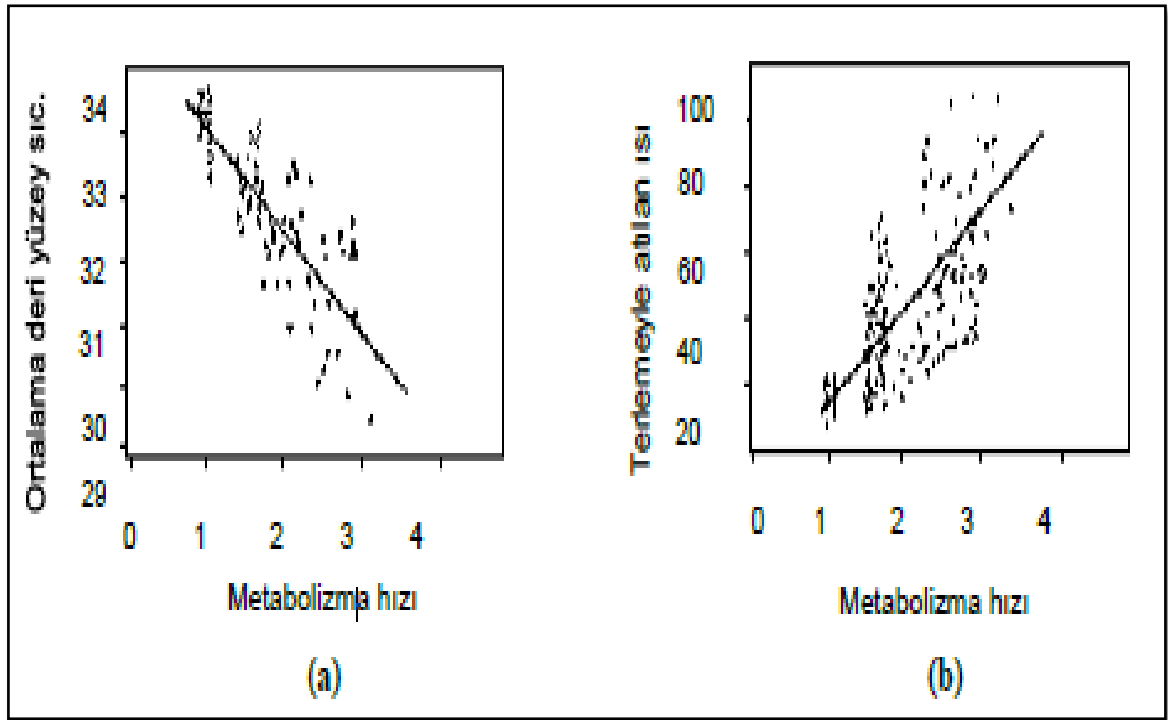
S = Solunumla olan ısı transferi

2.3.1 Metabolizma

Vücuttan ısı oksidasyon ile atılır. Metabolizma değeri 'M' 45 W/m² (0.8 Met) ile 500 W/m² (9 Met) arasında değişir. Normal bir insanın yüzey alanı 1.8 m²'dir. Vücuttan açığa çıkan ısı bazen mekanik enerjiye, çoğu zaman da vücut iç ısıya dönüşür. Metabolizma değeri met birimi ile tanımlanır. Dinlenen bir kişi için 1 met yaklaşık 58.15 W/m²'ye eşittir. Çizelge 3.1' de bazı aktivitelere göre M değerleri verilmiştir [9].

Çizelge 2.1 Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri [9]

Aktivite	Metabolik Hız (M)	
Uzanmak, Eğilmek	46 W/m ²	0.8 Met
Oturarak Dinlenme	58 W/m ²	1.0 Met
Saat ve Kol Saati Tamiri	65 W/m ²	1.1 Met
Sürekli Dinlenme	70 W/m ²	1.2 Met
Araba Sürmek	80 W/m ²	1.4 Met
Hafif Aktivite (alışveriş)	93 W/m ²	1.6 Met
Saatte 2 km hızla yürümek	110 W/m ²	1.9 Met
Orta düzeyde aktivite (ev işi)	116 W/m ²	2.0 Met
Bulaşıkları Yıkamak	145 W/m ²	2.5 Met
Saatte 5 km Hızla Yürümek	200 W/m ²	3.4 Met
İnşaat Sanayi	275 W/m ²	4.7 Met
Saatte 15 km Hızla Yapılan Spor Aktiviteleri	550 W/m ²	9.5 Met



Şekil 2.2 Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı

2.3.2 Metabolizmanın yaptığı dış iş

Yapılan iş W pozitif veya negatif olabilir. Ağır işlerde insan vücudunun döngüsünde bu döngünün sabit bir hızda olabilmesi için çok miktarda enerji tüketmesi gerekmektedir. Bu enerji iki kısımdır: W yüke karşı direnç oluşturmak için gerekli enerjidir bu durumda W pozitifdir. Diğer kısım ise iç ısı üretimidir. Bu enerji W 'ye dış işe karşı vücudun harcadığı enerjidir. Bu enerji vücuda daha fazla kan pompalamak ve solunumu hızlandırmak için kullanılır.

İnsan vücudu güçsüz bir makinedir. En gelişmiş vücutta bile verimlilik % 20 civarındadır. Eğer vücut üzerindeki iş W , 10 W/m^2 arttığında metabolizma 50 W/m^2 artar. Ekstra 50 W/m^2 terleme ile kaybedilir [9].

2.3.3 Buharlaşmayla Olan Isı Kaybı

Vücuttan buharlaşmayla olan ısı kaybı vücut yüzeyinden su buharının difüzyonu (E_d) ve yüzeydeki kısmi terleme ile (E_{sw}) ile gerçekleşir. Buharlaşma gerçekleştiğinde buharlaşan su vücut yüzeyindeki ısıyı kullanır.

Vücuttan gerçekleşen su difüzyonu, vücut yüzey sıcaklığındaki doymuş su basıncı ile atmosferdeki hava içindeki buhar basıncının (p_a) farkının fonksiyonudur.

$$E_d = 3.05 \times 10^{-3} (p_s - p_a) \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.2)$$

2.3.4 Solunumla olan ısı kaybı

Nefes aldığımızda vücudumuzdan ısı kaybederiz çünkü vücudumuzdan dışarı attığımız havanın sıcaklığı aldığımız havanın sıcaklığından daha yüksektir ve içerisindeki su miktarları farklıdır. Sıcaklık farkından dolayı olan ısı transferi aşağıdaki gibidir.

$$L = 0.0014 \cdot M (34 - T_a) \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.3)$$

Burada M metabolizma hızı (W/m^2),

T_a hava sıcaklığıdır ($^{\circ}\text{C}$).

Alınan ve verilen nefesteki su buharı miktarı farkından dolayı oluşan ısı kaybı,

$$L = 1.72 \cdot 10^{-5} M (5867 - p_a) \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.4)$$

2.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı

Giysiler üzerinden iletimle olan ısı kaybı aşağıdaki gibidir.

$$K_{cl} = (T_s - T_{cl}) / 0.155 I_{cl} \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.5)$$

Burada;

T_s = Ortalama yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

T_{cl} = Giysi yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

I_{cl} = Giysilerin ısı yalıtım değeri (clo)

Çizelge 2.2’de bazı giysileri ısı yalıtım değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.2 Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo) [9]

Kategori	Kıyafet	$I_{clo}(clo)$	$I_{clu}(m^2 \cdot ^\circ C/W)$
İç Giyim	Kilotlu çorap	0.02	0.003
	Slip	0.04	0.006
	Uzun pantolon	0.10	0.016
İç Çamaşırı	Sutyen	0.01	0.002
	T shirt,	0.09	0.014
	Slip, naylon	0.14	0.022
Gömlekler	Kısa gömlek	0.09	0.029
	Normal, uzun gömlek	0.25	0.039
Pantolonlar	Kısa	0.06	0.009
	Normal	0.25	0.039
	İş tulumu	0.28	0.043
Yalıtımlı iş Tulumu	Elyaf deri	1.13	0.175
Kazaklar	İnce	0.20	0.031
	Normal	0.28	0.043
	kalın	0.35	0.054
Ceketler	Yelek	0.13	0.020
	Ceket	0.35	0.054
Pantolon Üstü Ceketler	Palto	0.60	0.093
	Parka	0.70	0.109
	İş tulumu	0.52	0.081
Küçük şeyler	Çorap	0.02	0.003
	Ayakkabı	0.02	0.003
	Bot	0.10	0.016
	Eldiven	0.05	0.008
Etek, elbiseler	Dizden 15 cm yukarda	0.10	0.016
	kısa etek	0.25	0.039
	Diz hizasında orta boy	0.40	0.062
	Kış elbisesi uzun kollu		
Gecelikler	Kısa	0.10	0.016
	Uzun	0.50	0.078
	(uyku tulumu)	0.72	0.112
Sandalyeler	Tahta veya metal	0.00	0.000
	Kumaş kaplı, minderli	0.10	0.016
	Koltuk	0.20	0.032

2.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı

Radyasyonla olan ısı kaybı insan vücudunun yüzeyi ile çevredeki yüzeyler arasında gerçekleşir. Gerçekleşen ısı transferi denklem 3.6'da verilmiştir.

$$R = f_{eff} \cdot f_{cl} \cdot \varepsilon \cdot \sigma [(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4] \quad [W/m^2] \quad (2.6)$$

Denklemdede;

f_{eff} = efektif radyasyon yüzey faktörü

f_{cl} = giysili vücut yüzey faktörü, giysili yüzeyin çıplak yüzeye oranı

ε = yüzey emizifitesi

σ = Stefan-Boltzman sabiti

T_{cl} = giysi yüzey sıcaklığı, °C

T_r = ortalama radyant sıcaklık, °C

Buradaki ortalama radyant sıcaklık aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_r = \sqrt[4]{F_{p-1}(T_1 + 273)^4 + F_{p-2}(T_2 + 273)^4 + \dots} \quad (2.7)$$

Denklemdede;

T_n = n yüzeyindeki sıcaklık, °C

F_{p-n} = kişiyle yüzey arasındaki açı, n

$$\sum F_{p-n} = 1$$

2.3.7 Taşınım ile Olan Isı Kaybı

İnsan vücudunun yüzeyi ile hava sıcaklığı farklıdır. Bu yüzden yüzeylere yakın bölgelerdeki soğuk hava sıcak olan vücut yüzeyinden ısınarak yükselir. Bu şekilde olan ısı transferine doğal taşınım denir. Eğer hava bu ısı transferine zorlanırsa bu durumda zorlanmış taşınım ortaya çıkar.

Taşınım ile olan ısı geçişi aşağıdaki gibidir;

$$C = f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.8)$$

Burada;

T_a = hava sıcaklığı, °C

f_{cl} = Giysi yüzey faktörü

h_c = Taşınım ısı transfer katsayısı, $W/m^2.K$

$$\text{Doğal taşınım katsayısı} = h_c = 2,38(T_{cl} - T_a)^{0,25} \quad (2.9)$$

$$\text{Zorlanmış taşınım katsayısı} = h_c = 12,1\sqrt{V_a} \quad (2.10)$$

2.4 Temel Konfor Değerleri

2.4.1 Genel Isıl Konfor

Pratikte ısı konfor şartlarını her zaman sağlamak mümkün değildir. Bu durumda ısı konforun ve ısı rahatsızlığının bir göstergesi olan bir değer tanımlanmalıdır. Bu amaçla PMV ve PDD parametreleri tanımlanmıştır.

$$PMV = (0,303E^{-0,036M+0,028}) \left\{ \begin{array}{l} (M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} [5733 - 6,99(M - W) - p_a] \\ -0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_a) \\ -0,0014M(34 - T_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273) - (T_{MRT} + 273)] \\ -0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_a) \\ -0,0014M(34 - T_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273) - (T_{MRT} + 273)] \\ -f_{cl} \cdot h_c(T_{cl} - T_a) \end{array} \right\} \quad (2.11)$$

$$T_{cl} = (M - W) - 0,155 \cdot I_{cl} \left\{ \begin{array}{l} 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{MRT} + 273)^4] \\ + f_{cl} \cdot h_c(T_{cl} - T_a) \end{array} \right\} \quad (2.12)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38(T_{cl} - T_a)^{0,25} \\ 12,1\sqrt{V_a} \end{cases} \text{ hangi değer büyükse o kullanılır.} \quad (2.13)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 0,2 I_{cl}, & I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 I_{cl}, & I_{cl} \geq 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (2.14)$$

Burada;

PMV = Tahmin Edilen Ortalama Oy

M = Metabolizma, W/m²

W = Dış İş

I_{cl} = Giysilerin ısı direnci

f_{cl} = Giysili vücut yüzeyinin giysisiz vücut yüzeyine oranı

T_{MRT} = Ortalama radyant sıcaklık, °C

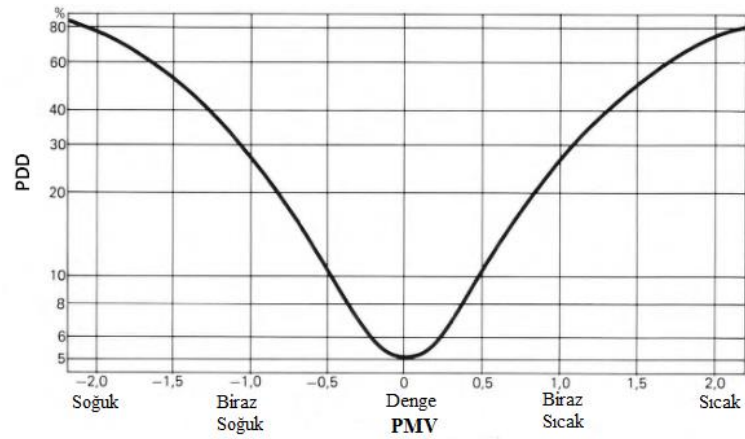
V_a = Hava hızı, m/s

p_a = su buharı basıncı, Pa

h_c = Isı taşınım katsayısı, W/m².K

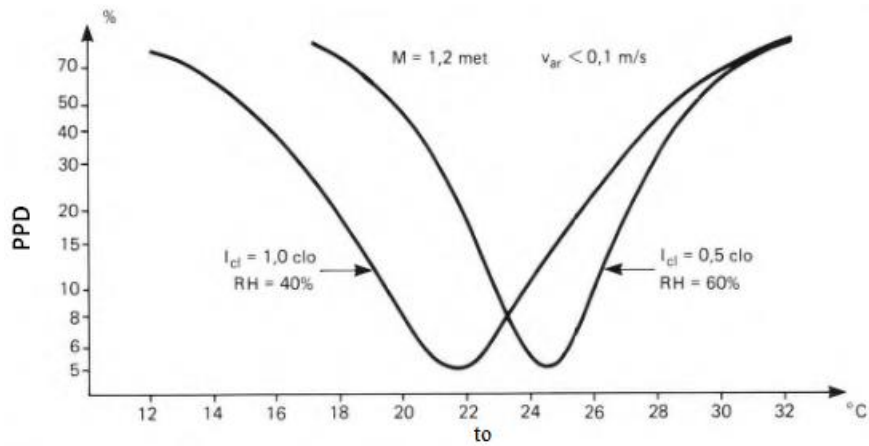
T_{cl} = Giysilerin yüzey sıcaklığı, °C

Isıl konfor PMV değeri sıfır olduğundan yani denge durumu oluştuğunda sağlanır.



Şekil 2.3 PMV ve PPD arasındaki ilişki [9]

Şekil 2.4'de PPD değerinin tipik bir yaz ve kış sezonu için operatif sıcaklık(T_{op}) değeriyle değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Operatif sıcaklık to ile PPD arasındaki ilişki [9]

Çizelge 2.3 Farklı PMV-PPD ve operatif sıcaklık değerleri için örnek bir kategori [9]

SINIF	KONFOR ŞARTLARI		SICAKLIK ARALIĞI	
	PPD[%]	PMV	KIŞ(1.0clo/1.2met)	YAZ(0.5clo/1.2met)
	[%]	[/]	[°C]	[°C]
A	<6	-0.2<PMV<+0.2	21-23	23.5-25.5
B	<10	-0.5<PMV<+0.5	20-24	23.0-26.0
C	<15	-0.7<PMV<+0.7	19-25	22.0-27.0

Çizelge 2.4 Genel Konfor değerleri [9]

BİNA/ALAN	GİYİM				ORTALAMA SICAKLIK	
	Soğuk Sezon (clo)	Sıcak Sezon (clo)	Aktivite Hızı	Kategori	Soğuk Sezon (°C)	Sıcak Sezon (°C)
OFİS	0.5	1.0	1.2	A	24.5±0.5	22.0±1.0
				B	24.5±1.5	22.0±2.0
				C	24.5±2.5	22.0±3.0
KAFETERYA/ RESTORANT	0.5	1.0	1.4	A	23.5±1.0	20.0±1.0
				B	23.5±2.0	20.0±2.5
				C	23.5±2.5	20.0±3.5
SÜPER MARKET	0.5	1.0	1.6	A	23.0±1.0	19.0±1.5
				B	23.0±2.0	19.0±3.0
				C	23.0±3.0	19.0±4.0

Çizelge 2.5 Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri [9]

KATEGORİ	BİR BÜTÜN OLARAK VÜCUDUN KONFOR DURUMU		YEREL ISIL RAHATSIZLIK			
	PPD (%)	PMV	Hava Akım Oranı	Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı	Sıcak Veya soğuk Yüzey %	Radyant Sıcaklık Asimetrisi
1	<6	-0.2<PMV<+0.2	<10	<3	<10	<5
2	<10	-0.5<PMV<+0.5	<20	<5	<10	<5
3	<15	-0.7<PMV<+0.7	<30	<10	<15	<10
4	>15	PMV<-0.7 veya 0.7<PMV	>30			

Çizelge 2.6 ASHRAE standardına göre sezonsal önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları

Bağıl Nem	Kış Sıcaklığı	Yaz Sıcaklığı
30%	20.2 – 24.2 °C	23.3 – 26.6 °C
40%	20 – 23.8 °C	23.3 – 26.6 °C
50%	20 – 23.7 °C	22.7 – 26.6 °C
60%	19.7- 23.3 °C	22.7 – 25.8 °C

2.4.2 Isıl konfor standartlarında belirtilen konfor şartları

Mahal içerisinde ısı konforunun tanımlanmasında ASHARE 55 ve ISO 7730 standartları temel olarak kullanılmaktadır. Bu standartlar konforu etkileyen bazı değerler için limit koymuş veya belli aralıkları kapsayan önerilerde bulunmuştur. Bu bölümde standartlarda belirtilen kısıtlamalar ve öneriler verilecektir.

Bu standartlara göre mahaldeki ısı konforsuzluk yaratan durumlar;

- Mahaldeki sıcaklık dalgalanmaları
- Düşey yöndeki sıcaklık farkı
- Sıcak veya soğuk yüzeyler
- Radyant sıcaklık asimetrisi
- Mahaldeki yüksek hava hızları

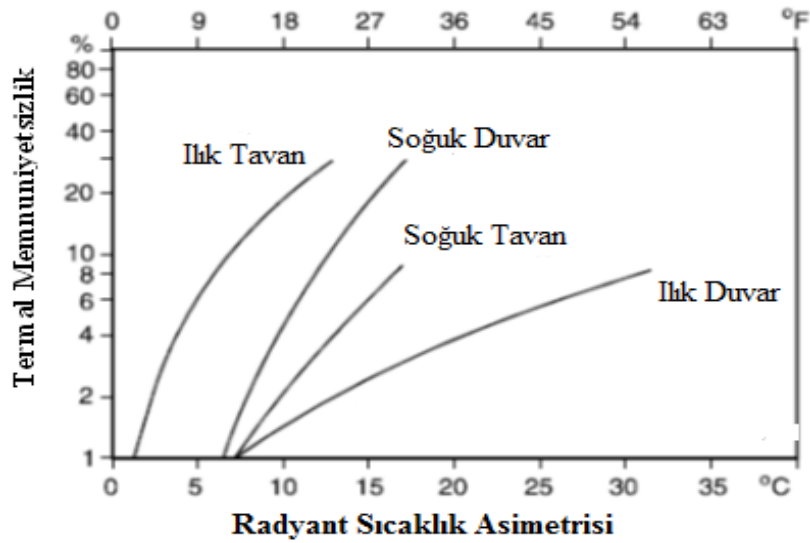
2.4.2.1 Radyant asimetri

Çizelge 2.7’de yukarıda tanımlanan üç farklı ısı ortam için tavandan, duvardan ısıtma soğutma durumları için izin verilen maksimum radyant asimetri değerleri yer almaktadır.

Çizelge 2.7 Üç kategorideki ısı ortam için izin verilen radyant asimetri değeri [9]

Kategori	Radyant Sıcaklık Asimetrisi °C			
	Sıcak Tavan	Soğuk Duvar	Soğuk Tavan	Sıcak Duvar
A	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
B	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
C	<7 (12.6)	<13 (23.4)	<18 (32.4)	<35 (63.0)

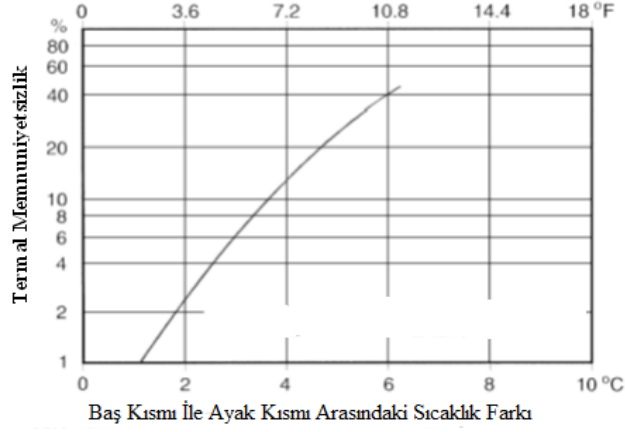
Şekil 2.5’de ise, radyant asimetriden kaynaklanan ısıl memnuniyetsizlik oranları verilmiştir.



Şekil 2.5 Radyant asimetriden kaynaklanan ısıl memnuniyetsizlik [9]

2.4.2.2 Düşey yöndeki sıcaklık farkları

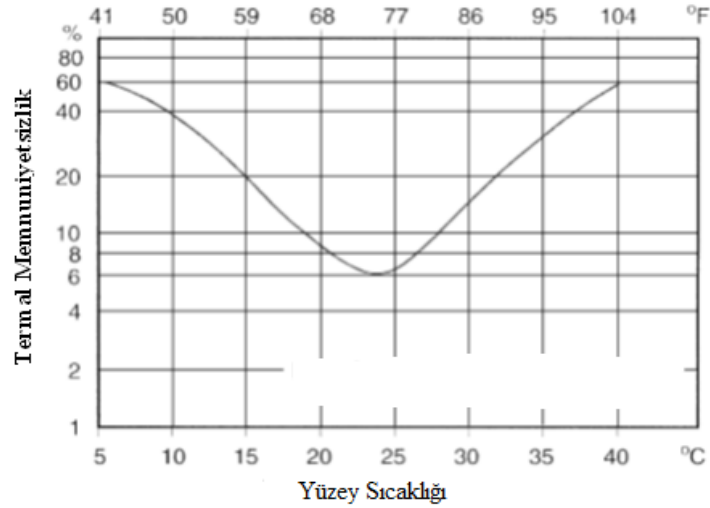
Şekil 2.6'da baş ile ayak bölgeleri arasındaki sıcaklık farklarından kaynaklanan ısı konforsuzluk oranı verilmiştir. Genel olarak bu değerin 3 °C'yi geçmesi istenmez.



Şekil 2.6 Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu [9]

2.4.2.3 Yüksek yüzey sıcaklıkları

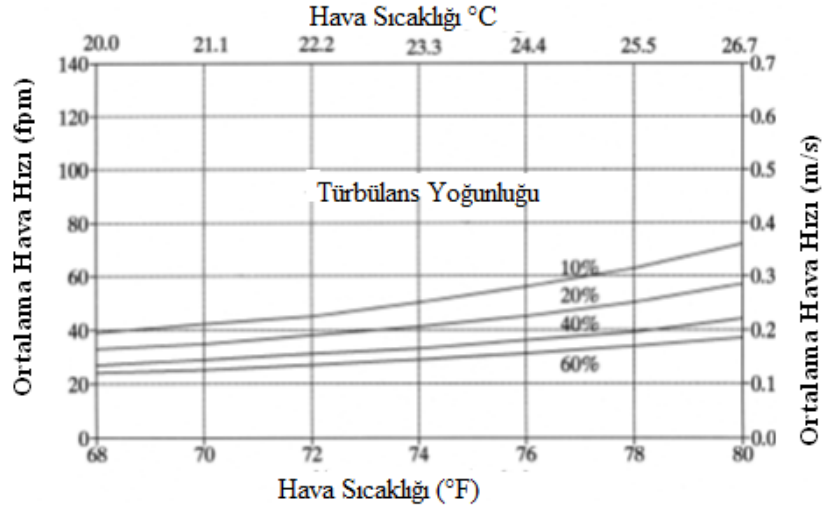
Şekil 2.7'de yüzeylerde oluşan yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan ısı konforsuzluk oranı dağılımı verilmiştir.



Şekil 2.7 Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan ısı konforsuzluk durumu [9]

2.4.2.4 İzin verilen hava hızları

Şekil 2.8'de hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları verilmiştir.



Şekil 2.8 Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları [9]

2.4.2.5 İzin verilen hava hızları

Çizelge 2.8’de ASHRAE 55’e göre mahal içerisinde belli zaman periyodunda izin verilen sıcaklık dalgalanmaları verilmiştir.

Çizelge 2.8 Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değişim değerleri

Zaman Periyodu (Saat)	0,25	0,5	1	2
İzin Verilen Maksimum Operatif Sıcaklık Değişimi	1,1	1,7	2,2	2,8

2.4.2.6 ISO 7730 standartlarına göre genel konfor şartları

Çizelge 2.9’da ISO 7730 standardına göre ısıtma ve soğutma durumları için önerilen çalışma sıcaklık aralıkları, düşey yöndeki sıcaklık değişim limitleri, izin verilen temas yüzey sıcaklığı ve mahal içerisinde izin verilen hava hızları verilmiştir. Panellerin tasarımları esnasında buradaki verilen konfor limitleri dikkate alınarak tasarımlar gerçekleştirilecektir.

Çizelge 2.9 ISO 7730 standardına göre önerilen mahal konfor şartları

	Çalışma sıcaklığı (°C)	Düşey yöndeki sıcaklık değişimi (°C)	Mahal temas yüzey sıcaklığı (°C)	Mahal içindeki ortalama hava hızı (m/s)
Soğutma Modu	23-26	< 3	19-26	< 0.25
Isıtma Modu	20-24	< 3	19-26	< 0.15

MODULER HİBRİT DUVAR SİSTEMİ

3.1 Problemin Tanımı

Modüler hibrid duvar sistemi, binalarda ısıtma-soğutma, yalıtım ve yapısal problemleri tek bir ürün içerisinde çözecek bir sistemdir. Bu sistem, yüzeyden ısıtma-soğutma sistemini içeren kompakt duvar yapı elemanları üzerinde çalışılacak; yapı, ısıtma-soğutma ve havalandırma sektöründe pazarlanabilecek bir ürün ortaya çıkarılacaktır. Bu özelliğiyle hibrid duvar ürünü dünyada bir ilki temsil etmektedir.

Bir yapıda duvardan ısıtma-soğutma sistemi projelendirilirken yapı elamanına göre gerçekleşecek ısı kaybı/kazancı kullanılmaktadır. Yaygın kullanılmaya başlanan duvardan ısıtma-soğutma panellerinin diğer duvar yapı elemanlarından ayrı olarak düşünülmesi imkânsızdır. Binaların dışarıdan yalıtılması yoğun işçilik gerektirmektedir ve uygulanan yalıtım birçok işçilik hatasından dolayı ön görülen performansta çalışmamaktadır bunun yanında ömürleri kısadır. Piyasada hali hazırda yalıtım ve yapı detayının beraber çözümünün olduğu sistemler yer alsa da ısıtma-soğutma sistemini de içeren bütünleşik sistemler bulunmamaktadır.

Hibrid Duvar Sistemi, duvar yapı elemanları ile ışınlı ısıtma-soğutma panellerinin birlikte, modüler olarak ve en uygun şekilde bir araya getirilmesiyle ortaya çıkmıştır. Binanın enerji ihtiyacını minimize edecek şekilde tasarımı yapılmaktadır. Amaç, binalarda; duvarların, yalıtımın, ısıtma sistemlerinin, iç sıvanın kompakt bir yapı halinde üretilmesidir. Hibrid Duvar, tüm bu işlemlerin ayrı ayrı yapıldığında ortaya çıkan yüksek işçilik maliyeti ve zaman kaybının azalması konusunda kullanıcıya yüksek fayda sağlayabilecek bir sistemdir. Geliştirilen bu hibrid duvar içerisindeki ısı performans

açısından borular arası mesafe, panel ve yalıtım kalınlıkları bölgelere göre ve bina ısıtma-soğutma yüküne göre optimize edilmiştir. Genel hibrid duvar yapısı ise ısı performans, yapısal olarak ve maliyet açısından optimize edilmiştir. Hibrid Duvarın yapısında: düzenleme tipi esas alınarak; ışınlı paneller, bu panellerin içerisinde yer alan ısıtma-soğutma boruları, panel radyasyon plakası, panel ön plakası, duvar ana yapı elamanı, duvar ile kullanılması durumunda panel arasında destek sağlayan destek profilleri veya kimyasal yapıştırıcılar, yalıtım ve dış sıvanın çeşitli konfigürasyonları bulunmaktadır.

Bu sistemin diğer bir amacı binalarda birim hacim başına olan ağırlığı azaltarak binalarda taşıyıcı özelliği bulunmayan yapı elamanlarının bina statik yüküne olan olumsuz etkisini olabildiğince yok etmektir. Ayrıca binalara tekrar mantolama yapılması ihtiyacını ortadan kaldırmak, eski sistemlerdeki mantolama sırasındaki işçilik hatalarının oluşturduğu problemleri ortadan kaldırmak da amaçlanmaktadır.

Hibrid duvar sistemi, ışınlı ısıtma-soğutma sistemlerinin tüm avantajlarını yapısında bulundurur, bunun yanı sıra duvarlarda yoğuşma kontrolünü sağlar ve binaların nefes almasına da yardımcı olur.

3.2 Yüzeyden Isıtma-Soğutma Sistemleri

Radyasyonla ısı transferi bilindiği gibi, sıcaklığa sahip her cismin bünyesindeki ısı enerjisinin bir kısmını ışıma yoluyla etrafına yaymasından kaynaklanmaktadır. Sıcaklığı nispeten yüksek olan cismin etrafına yayarak kaybettiği enerji, çevresinden ona gelen enerjiden büyük olduğu zaman soğumakta, sıcaklığı düşük olan cisimde bünyesine aldığı ilave enerji sayesinde ısınmaktadır.

3.2.1 Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemleri

Radyant ısıtma konforlu ve sağlıklı bir proses olarak kabul edilmekte olup; radyant ısıtma sistemleri bir mahalde yerde, duvarda ya da tavanda sıcaklığı su, hava veya elektrik rezistansı ile kontrol edilebilen yüzeyler oluşturulması temeline dayanır. Çevresinden daha yüksek sıcaklıktaki bu yüzey, çevresindeki diğer cisimlere kızılötesi elektromanyetik dalgalar aracılığıyla ısı transfer eder. Bu sistemde öncelikle

şartlandırılan ortamdaki yüzeyler doğrudan ısıtılır ve böylece hava sıcaklığı, zorlanmış taşınımı ısıtma sistemlerine göre daha düşük seviyede tutulduğu için enerji tasarrufu sağlanabilir. Hava içerisinde bulunan gazların radyant yüzeyden gelen ışınları absorbe etme oranı ihmal edilecek kadar azdır; dolayısıyla ortamdaki havanın ısınması doğrudan ışınlıma değil, ısınan yüzeylerden dolayı doğal taşınımıyla olur. Konvansiyonel zorlanmış taşınımı ısıtma sistemlerine göre su kullanılan hidronik radyant ısıtma sistemlerinde 3-4°C daha düşük sıcaklıklarda akışkan kullanılarak konfor şartlarına ve mahal içerisinde daha uniform bir sıcaklık dağılımına ulaşılabilir. Bu sistemin uygulanabilmesi için radyant panel adı verilen, düzgün bir yüzeye sahip levha şeklinde kompakt elemanlar kullanılır. Panelin şartlandırılacak ortama acık olan ışınlı yüzeyinin altına sıcaklık kontrolünü sağlayan akışkanın içerisinde dolaştığı borular monte edilir.

Radyant panellerden gerçekleşen ışınlı panel yüzey normalinin doğrultusunun bir fonksiyonu değilken, taşınımın büyük oranda bu faktöre bağı olduğı araştırmalar sonucunda görölmüştür. Örneğın; tavana yerleştirilen ve aşağı bakan bir panel ile zemine yerleştirilmiş ve yukarı doğru ısı yayan bir panelin neden olduğı taşınım katsayıları büyük farklılık göstermekte, diğeri parametreler sabit tutulduğunda ışınlı ısı transferi hızı değışmemektedir. Bu nedenle farklı panel oryantasyonlarında ışınlı ısı transferinin toplam ısı transferi içerisindeki oranı değışmektedir.

Isıl ışınlı ışık hızında ortama yayılır ve ortamdaki bu ışınları soğuran katı nesnelerin sıcaklığı yükselir. Fakat bu ışınlı ortam havasının sıcaklığında dikkate değeri bir değışiklik yaratmaz, çünkü çoğunluğunu azotun oluşturduğı hava içerisinde ışınlı soğurma ve yayma özelliğı olan gazlar az miktarda bulunan karbondioksit ve su buharıdır. Ortamdaki ısı transfer hızı ışınlı yayan ve soğuran yüzeylerin sıcaklığı, ışınlı yüzeyinin yayma oranı; ışınlı alan cisimlerin yansıtma, soğurma ve geçirme oranları; ışınlı yapan yüzey ile ışınlı alan yüzeyler arasındaki görme faktörü gibi etkenlere bağıdır.

Yaşam mahallerinin ısıtılmasında kullanılan radyant ısıtma panelleri ile çevre arasında gerçekleşen ısı transferinin en az % 50' si ışınlıla gerçekleşir. Mahaldeki duvar, tavan veya zemini oluşturan yapı bileşenleri içerisinde gömülü olarak kullanılan veya doğrudan bu yüzeyler üzerine monte edilen çeşitli tiplerde paneller bulunmaktadır. Panel içerisinde ısı kaynağı olarak elektrik rezistansı veya herhangi bir yöntemle ısıtılan

dolaşım suyu kullanılabilir. İçerisinde sıcak su dolaşan borular bulunan paneller hidronik radyant panel olarak adlandırılır. Bir hidronik radyant panelin yüzey sıcaklığı akışkan sıcaklığı ve debisi, boru dizilişi, paneldeki ısı dağılımı gibi faktörlere bağlıdır[48].

3.2.2 Radyant Hidronik Panel Sistemleri

Radyant hidronik panel sistemler, tüm radyant sistemlerde olduğu gibi ısı transferinin %50 ve daha fazlasının radyasyon yoluyla gerçekleştiği sistemlerdir. Radyant hidronik sistemleri diğer radyant sistemlerden ayıran özellik, ısıyı transfer edebilmek için merkezi bir kaynaktan aldığı ısı transfer akışkanını (genellikle su) istenilen ortamdaki panellere taşımasıdır. Radyant hidronik sistemler, zemin, duvar veya tavanı panel konumlandırması olarak kullanılır.

Radyant hidronik sistem teknolojisinin güçlenmesi, yarı sert ve esnek polimerik boru malzemelerindeki gelişmeye dayandırılır. Hidronik radyant sistemlerde metal boruların yerini PEX olarak bilinen çapraz bağlı polietilen borular almıştır. PEX borular toksik olmayan ve kurşunsuz borulardır. Bakır ve diğer metal boruların kimyasal yapısı, ısı transfer akışkanına zarar verebilir.

Radyant hidronik sistemlerde panel yüzey sıcaklığı, panel içi gömülü boruların konumlanmasına bağlıdır ve içindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve akış oranının fonksiyonudur.

Radyant hidronik sistemlerle ısı konfor, panele gömülü borulardaki akışkanın sıcaklığı, panel yüzey sıcaklığı, ortam havasının kuru termometre sıcaklığı (T_a), T_{op} değerlerinin kontrolü ile sağlanır. Radyant hidronik sistemlerin kontrolü bazen karmaşık olmasına rağmen ısı konfor sağlamada hemen hemen her zaman başarılıdır. Isıl konforu karşılamada T_{MRT} nceliklidir. Zorlanmış konvektif sistemlerde kontrol sadece ortam havasının kuru termometre sıcaklığı ile yapılır ve ısı konfor için gerekli T_{op} değerini elde edebilmek için T_{MRT} 'nin eksikliği kuru termometre sıcaklığını yükselterek elde edilmeye çalışılır [49].

3.2.2.1 Panel Sisteminin Avantajları

- Sadece i mahal sıcaklığı değil T_{MRT} de kontrol edilebildiği için, toplamda insanların duyduğu konfor daha iyi sağlanır.

- İnsanların konforu için gerekli T_{op} , temelde koşullandırılan mahaldeki T_{MRT} kontrol edilerek korunabildiği için, kuru termometre sıcaklığı ısıtma ve soğutma yüklerini düşürecek biçimde olabilir (Isıtmada düşük, soğutmada yüksek).
- Suyla çalışan panel ısıtma sistemleri, diğer sulu ısıtma veya soğutma sistemlerine seri olarak bağlanabilir.
- Isıl yükler doğrudan sağlandığı ve mahaldeki hava hareketi sadece havalandırma gereklerinden kaynaklandığı için konfor düzeyleri diğer mahal koşullandırma sistemlerinin sağladığından daha yüksek olabilir.
- Düşük enerji kaynakları ve ısı pompaları ekipman büyüklüğü ve çalışması yönünden herhangi bir olumsuzluk getirmeksizin panel sistemlere eklenebilir.
- Mahal koşullandırma ekipmanının bir duvara yerleştirme gereği olmadığından, duvar, döşeme ve tavan yapısını basitleştirir.
- Gerekli bütün ekipman bakım ve onarım hizmetlerini kolaylaştıracak biçimde merkezi bir yere kurulabilir.
- Koşullandırılan mahalde, mekanik ekipman için ayrı bir yere gereksinim yoktur. Bu özellikle yer kullanımının birincil önemli olduğu yerlerde, hastanelerdeki hasta odaları gibi maksimum temizliğin yasal bir gereklilik olduğu durumlarda önemlidir.
- Dış duvarlara mahal koşullandırma sistemine temas etmeksizin perde ve diğer kaplama malzemeleri takılabilir.
- Besleme havası gereksinimleri genellikle havalandırma ve nemlendirme için gerekenden fazla değildir.
- Dört borulu sistem kullanıldığında zorlamaya ve mevsimsel dönüşüme gerek kalmaksızın ısıtma ve soğutma aynı anda sağlanabilir.
- Özellikle büyük binalarda, hava hareketinin düşük olması, biyo-terör riskine karşı bir önlem olabilir. Tozların toplanmadığı bir ortam oluşturur.
- Modül halindeki paneller, mahal değişimlerinde kolaylık ve esneklik sağlar.
- Fancoil ve indüksiyon terminal birimlerindeki fan gürültüsü bu sistemde bulunmaz.
- Doğrudan panele bakan duvar ve bölmelerde olduğu kadar panel yapısında ısı enerjinin depolanması nedeniyle pik yükler azalır [50].

3.2.2.2 Panel Sistemlerin Dezavantajları

- Kontroller ve ısıtıcı elemanlar doğru seçilmemişse, yanıt verme süresi yavaşlayabilir.
- Panel ısıtma ya da soğutma boruları veya elektrik elemanlar arasındaki boşluk ve/veya ısıtma soğutma kaynağı boyutlandırması doğru yapılmadığında uniform olmayan yüzey sıcaklıkları ya da yetersiz duyulur ısıtma veya soğutma ortaya çıkabilir.
- Yük paylaşımlı kullanılmadığı sürece paneller sadece duyulur ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayabilir. Tek başına çalışan bir panel soğutma sisteminde, nem alma ve panel yüzeyinde yoğuşma birincil sorunu oluşturabilir. Üniter nem alıcılar ya da bir gizli ısı hava hazırlama sistemi mahalde kullanılmalıdır [50].

3.2.3 Duvardan Isıtma-Soğutma Sistemleri

Duvarдан ısıtma ve soğutma sistemleri, mahal sıcaklığının suyun veya havanın sirkülasyonu veya panellere bağlanan elektrik devrelerinden akım geçirilmesi suretiyle kontrol edildiği sistemlerdir. Sistem mahallin iç yüzeylerini kullanmaktadır. Eğer ısı transferinin %50'den fazlası radyasyonla gerçekleşiyorsa, sıcaklığın kontrol edildiği yüzey, radyant panel adını alır. Bu sistemler, kontrol edilen yüzey sıcaklığının 150°C'nin altında olmasıyla karakterize edilirler. Tek hacimli, sabit sıcaklıklı, sabit hava hacimli merkezi bir cebri havalandırma sistemi ile veya çift kanallı, tekrar ısıtmalı, çok hacimli ya da değişken hacimli sistemlerle, merkezi olmayan konvektif sistemlerle, mahal içi fan-coil terminal birimleriyle birlikte çalıştırılabilirler. Birleşik çalışan sistemler yük paylaşımlı (hibrid sistemler) olarak adlandırılır [51].



Şekil 3.1 Duvardan ısıtma ve soğutmada kullanılan serpantin paneller

Duvardan ısıtma ve soğutma sistemi ile birlikte ayrıca ek olarak tavan, zemin ısıtması da yapılabilir. Panellerin içinde dolaşan ve ısı enerjisinin duvarlara taşınmasını sağlayan akışkan genellikle sudur ve bu paneller serpantin şeklindeki dairesel veya dikdörtgen kesitli ızgara şeklindedir. Duvardan ısıtma ve soğutma sistemi (Şekil 3.1), yerden ısıtma sistemlerine benzer olarak duvarların iç kısmına monte edilen serpantin borulardan oluşmaktadır.

Duvardan ısıtma ve soğutma sistemi, ısıtma veya soğutma ihtiyacını karşılamak üzere binaların duvarlarına monte edilmiş ızgara şeklindeki serpantinli panellerden oluşan bir sistemdir. Panellerin içinde dolaşan ve ısı enerjisinin duvarlara taşınmasını sağlayan akışkan genellikle sudur ve bu paneller serpantin şeklindeki dairesel veya dikdörtgen kesitli ızgaralar şeklindedir. Paneller duvara monte edildikten sonra üzeri alçı sıva ile kapatılarak normal duvar görüntüsü oluşturulur. Termofilmler veya sıcaklık ölçerlerle duvarlarda boruların nereden geçtiği ve sistemin nasıl çalıştığı gözlemlenebilir.

3.2.3.1 Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Avantajları

- Duvarlardaki yüzey alanı tavan ve tabandan daha fazla olduğundan yerden ısıtmaya göre daha düşük sıcaklık aralığında çalışabilirler.
- Hem ısıtma hem de soğutma yapılabilir.
- Homojen ısı dağılımı nedeni ile ısı konforu daha iyi sağlanır.
- Havayı kurutmazlar.
- İnsanı rahatsız edici yüksek hızda hava akımı olmaz.
- Isıtmada duvarlarda nemlenme olmaz, soğutma da ise çalışma aralığı ve odadaki nem oranı kontrol edilmelidir.
- Isı eşit olarak dağıtılır.
- Atık ve düşük entalpi enerji kaynakları kullanılır.
- İlk yatırım maliyeti düşüktür.
- Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına uygundur.
- Fosil yakıtlar kullanılmadığından çevrenin kirliliği önlenir.
- Binalardaki mevsimsel dağıtım verimi diğer sulu sistemlerden yüksektir.
- Suyla çalışan panel sistemler, diğer sulu ısıtma ve soğutma sistemlerine seri olarak bağlanabilir.

- Ekipmanlar bakım ve onarım hizmetlerini kolaylaştıracak şekilde merkezi bir yere kurulabilir.
- Mekanik ekipman için koşullandırılan mahalde ayrı bir yer gerekmez.
- Dört borulu sistem kullanılarak zonlamaya gerek duyulmaksızın ısıtma ve soğutma aynı anda sağlanabilir.
- Modüler paneller mahal değişimlerinde kolaylık sağlar.
- Düşük hava gereksinimi nedeniyle soğutma yükünde küçük hatalarla %100 taze hava kullanılabilir.
- Modüller halindeki paneller otomatik sprinkler sistemini kullanabilir.

3.2.3.2 Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Dezavantajları

- Kontroller ve/veya ısıtıcı elemanlar doğru seçilmemişse, yanıt verme süresi yavaşlayabilir.
- Yük paylaşımlı (hibrid paneller) kullanılmadığı surece paneller sadece duyulur ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayabilir.
- Üniter nem alıcılar ya da bir gizli ısı hava hazırlama sistemi mahalde kullanılmalıdır.

3.2.4 Panelin Çalışma Prensibi

Isı pompası gibi alternatif enerji kaynaklarından sağlanan sıcak veya soğuk su panel içerisinde dolanan plastik borulardan geçer. Plastik borular, aracılığıyla ısı aktarımı ışıyım plakası üzerinden gerçekleştirilir. Plastik boru ile ışıyım plakası arasında ısıl direncin az olmasıyla borulardan gelen ısı enerji diğer klasik sistemlere göre daha yüksek oranda plakaya oradan da mahale aktarılır.

3.3 Modüler Hibrid Duvar Sistemi

Tüm yapı elemanlarının değerlendirilmesinde; öncelikle yapı elemanına ait performans ölçütleri belirlenmelidir. Daha sonra bu ölçütlere göre olası seçeneklerin değerlendirilmesi ve uygunluk derecelerine göre çözümlerin ortaya konulması gerekir.

Modüler hibrid duvar elemanından beklenen performans ölçütleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Tasarım ve uygulama

- Tasarım ve kullanım esnekliği sağlayabilme, modülerlik,
- Kalıp yapımında ve üretimde kolaylık getirmesi, aynı kalıbın farklı boyutlardaki bileşenlerin üretimi için kullanılabilmesi,
- Yapımının kolay, maliyetinin düşük olması,
- Panelin en az sayıda bağlantı ve yalıtımlı derz yapımını sağlayacak şekilde olması,
- Taşıma giderlerini arttırmayacak biçim, boyut ve ağırlıkta olması,
- Boyutsal sapmaların birleşimlerde zorluk çıkarmayacak şekilde olması,
- Birleşim sistemi ve malzemesinin yeterli dayanıklılık ve geçirimsizlik sağlaması, ısısal hareketlere imkan verebilmesi,
- Yeterli ısı geçirgenlik direncine sahip olması,
- Gerek panelin kendi içerisinde, gerekse birleşimlerde ısı köprülerinin olmaması,
- İç yüzeyde ve kesit içinde yoğuşma sorunları getirmemesi,
- Isısal deformasyonlardan hasar görmemesi,
- Mekanik, kimyasal etkenlere ve dona karşı dayanıklı olması,
- Yağmur ve rüzgâra karşı geçirimsizlik sağlayabilmesi,
- Sıva (özellikle dışta) ve iskele gerektirmemesi
- Estetik beklentilere cevap verebilme,
- Depreme dayanıklılık,

Kullanım (işletim ve bakım), yenileme aşamaları

- Kullanım maliyetinin uygunluğu, bakım azlığı ve kolaylığı sağlaması, yüzeyinin kirlenme sorunları getirmemesi,
- İstenildiğinde değiştirilerek yerine başka bir panelin takılabilmesi
- Montaj kolaylığı

3.3.1 Modüler Hibrid Duvar Paneli Tasarımı

Yukarıda ortaya konulan veriler doğrultusunda boyutlandırma, duvar ürününün sınıflandırması, kesit biçimlenişi ve montaj-uygulama detayları belirlenmiştir. Duvar panelinin boyutlandırma aşamasında; panel yüksekliği için uygulamada en çok kullanılan 3.00 m ve daha düşük tavan yüksekliğine sahip binalar için 2.50 m yükseklik belirlenmiştir. Panel kesiti boyunca kesilebilir olduğundan ara değerlerdeki uygulamalara imkan sağlayabilmektedir. Panel içerisindeki borular bu koşullar dikkate alınarak yerleştirilmiştir. Panel genişliği olarak kesitte kullanılan malzeme levhalarının üretim boyutları, üretimde minimum fire ve ekonomik üretim koşulları dikkate alınarak, 60 ve 120 cm'lik genişlikler belirlenmiştir.

Duvar paneli iç ve dış duvar olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır. İç duvar panelleri;

- Isıtma ve soğutmalı standart iç duvar paneli,
- Isıtma, soğutma ve ses yalıtım özellikli iç duvar paneli,
- Tamamlayıcı iç duvar paneli,

olmak üzere üç grup olacak şekilde tasarlanmıştır.

Isıtma ve soğutma sistemli standart iç duvar panellerinde 1.5 cm'lik iki alçı levha arasında 3cm EPS dolgu vardır. Panel kalınlığı 6cm'dir.

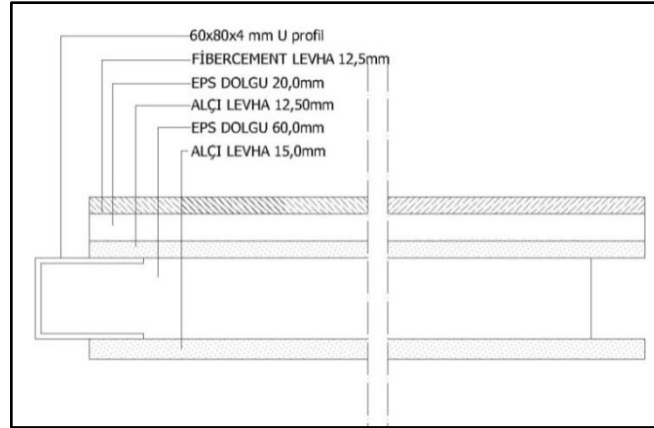
Dış duvar panelleri;

- Isıtma ve soğutmalı standart dış duvar paneli,
- Tamamlayıcı dış duvar paneli,

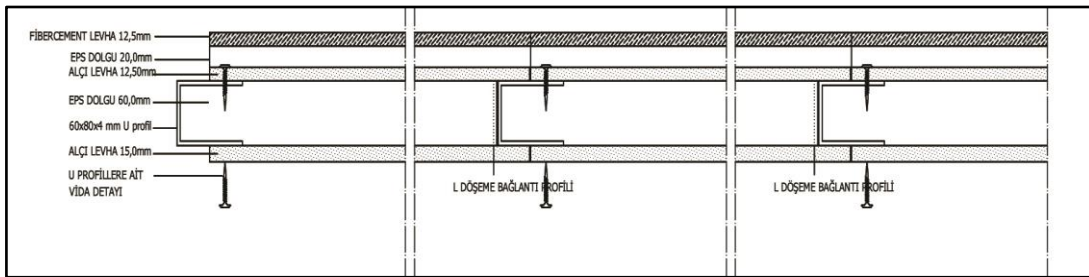
olmak üzere iki grup olacak şekilde tasarlanmıştır.

Proje kapsamında farklı amaçlarda kullanılmak üzere çeşitli paneller tasarlanmıştır. Fakat tez kapsamında sadece standart dış duvar paneli incelenecektir. Bu panel tasarımında iç yüzeyde 1.5 cm kalınlığında alçı levha alçı levha içerisinde 10 mm çapında pex boru, taşıyıcı alüminyum profiller içerisine yerleştirilmiş 6 cm kalınlığındaki EPS, alüminyum profilin diğer yüzünde taşıyıcılık amacıyla 1.2 cm kalınlığında alçı levha kullanılmıştır. 2. alçı levhanın arkasına alüminyum profilin neden olacağı ısı köprüsünü engellemek amacıyla 2 cm kalınlığında EPS yapııştırılmıştır. Dış cephe malzemesi olarak

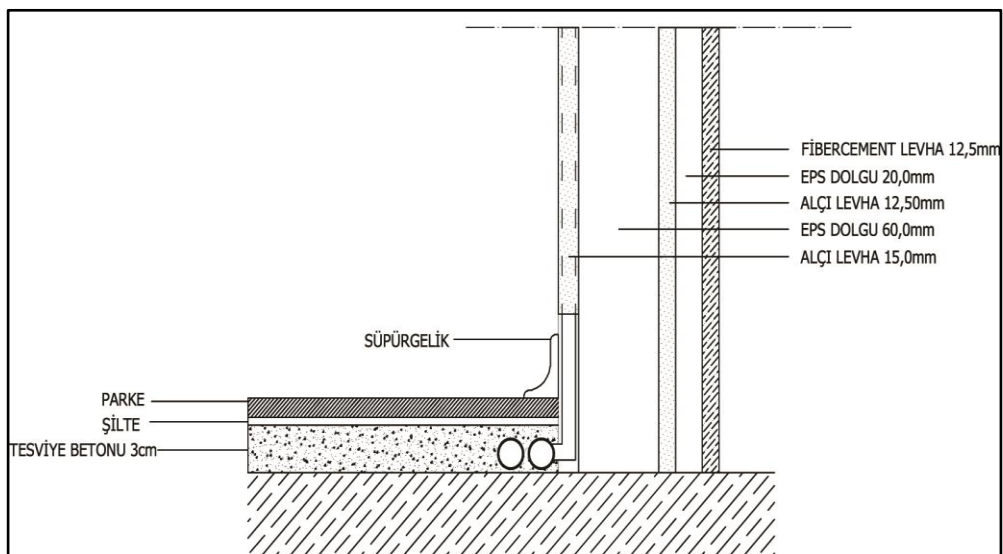
da 1,2 cm fibercement levha kullanılmıştır. Şekil 3.2 ve 3.3'te panel kesitine ait teknik çizimler verilmiştir. Panele akışkan taşıyacak tesisat tesviye betonunun içerisinde geçerek panel ile birleşimi sağlanacaktır(Şekil 3.4).



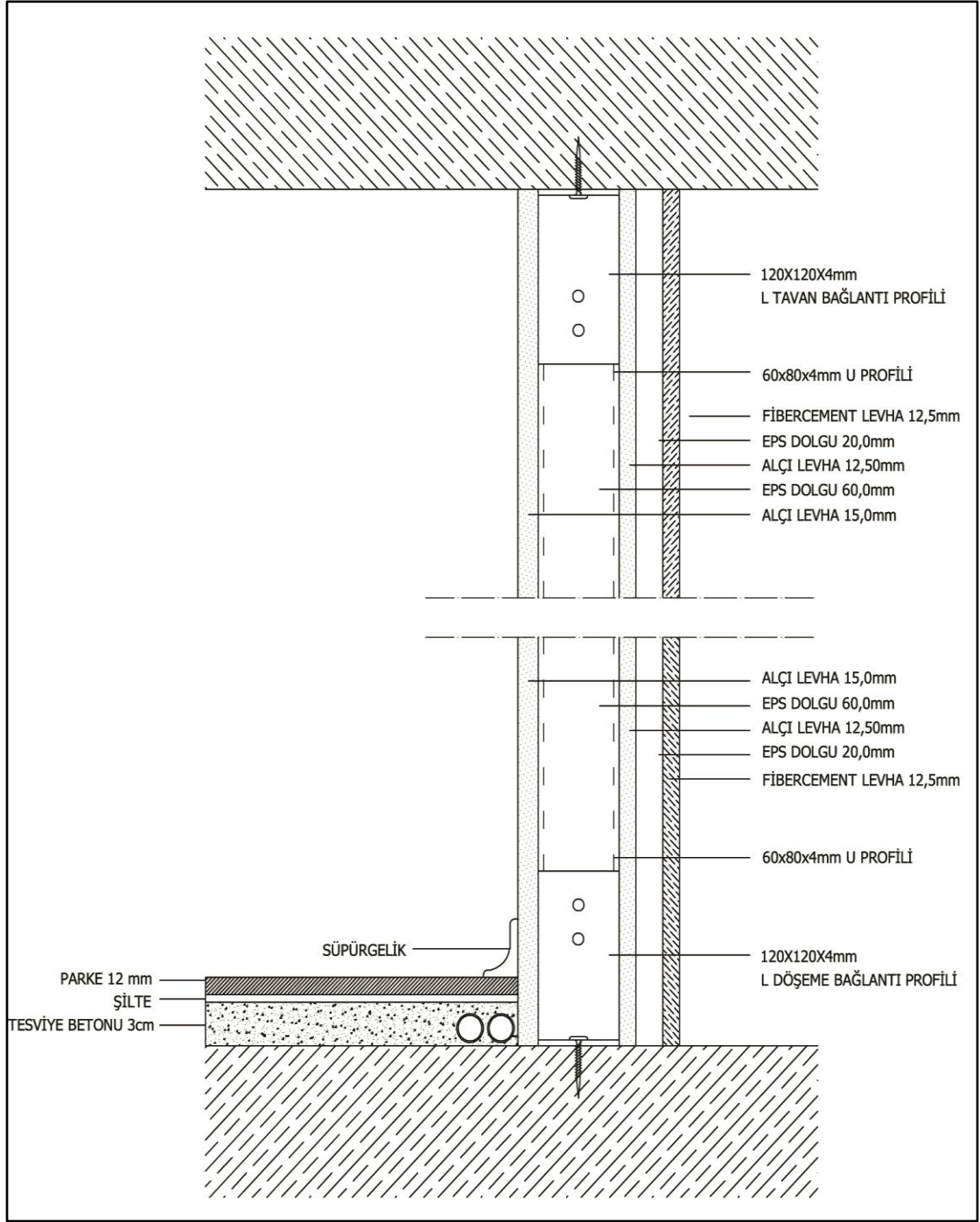
Şekil 3.2 Modüler hibrid duvar paneli kesiti



Şekil 3.3 Dış Cephede Fibercement Kaplama Detayı



Şekil 3.4 Radyant dış cephe paneli sistem kesiti



Şekil 3.5 Tavan ve döşeme bağlantı detayı

Dış cephe paneli uygulamasında fibercement levha döşemeden konsol yapacak şekilde 1mm profil üzerine yerleştirilir. Arada kalan boşluk ısı yalıtım köpüğü üzerine 6mm fibercement levha kaplaması şeklinde kapatılır. Şekil 3.5' te dış cephe panelinin L döşeme bağlantı profili yardımıyla tavan ve döşemeye bağlantı detayları gösterilmektedir.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneyisel çalışmalardaki amaç, numune üretimi yapılan farklı özellik ve modeldeki duvar panellerinin ısı performansının incelenmesi, yüzey sıcaklık dağılımının incelenmesi ve bu ölçümler neticesinde panel modeli için optimizasyon yapmaktır.

Yapılan optimizasyon çalışması için her bir panel için ısı performans, maliyet ve üretim süresi değerleri tespit edilecek ve bu parametrelere bağlı olarak en uygun panel modeli veya modelleri belirlenecektir.

4.1 Deneyisel Çalışmalar Öncesi Çalışmalar

Deneyisel çalışma öncesinde deneylerde kullanılacak ölçü aletleri kalibre edilmiştir. Kalibrasyon sırasında bu konularla ilgili standartlar ve standartlar temel alınmıştır. Bu bölümde deneyisel analizde kullanılacak malzemeler ve deney düzeneği de tanıtılmıştır. Ayrıca deneyisel çalışmalarda izlenen yöntem de açıklanmıştır.

4.1.1 Kalibrasyonda Kullanılan Makine ve Techizatlar

Deneyisel çalışmalara başlamadan önce deneyisel çalışmanın hassasiyetini artırmak amacıyla ölçü aletleri kalibre edilmiştir. Kalibrasyon çalışması kapsamında 30 adet ısı çift kalibre edilmiştir. Kalibrasyon esnasında kullanılan makine ve teçhizatlar aşağıda sıralanmıştır.

- Labo C200-H13 su banyosu
- Agilent 34970 A
- Agilent 34901 A

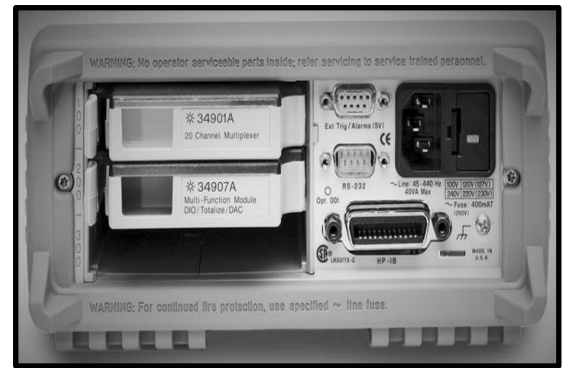
- RTD Referans sensör (Elimko Kalibrasyon Laboratuvarı tarafından kalibre edilmiş)
- RTD Referans su sıcaklık sensörü (UML Kalibrasyon Laboratuvarı tarafından kalibre edilmiş)
- 6 adet su sıcaklığı için PT 100
- 30 adet yüzey sıcaklığı için T tipi ısıl çift
- Alüminyum plaka
- Cam deney tüpü



Şekil 4.1 Kalibrasyonda kullanılan su banyosu

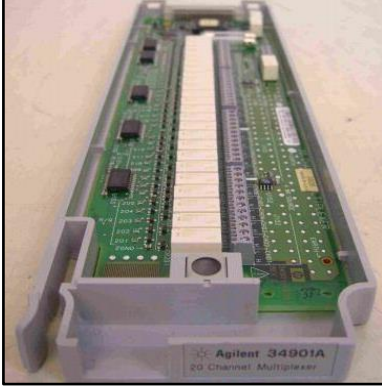


(a)

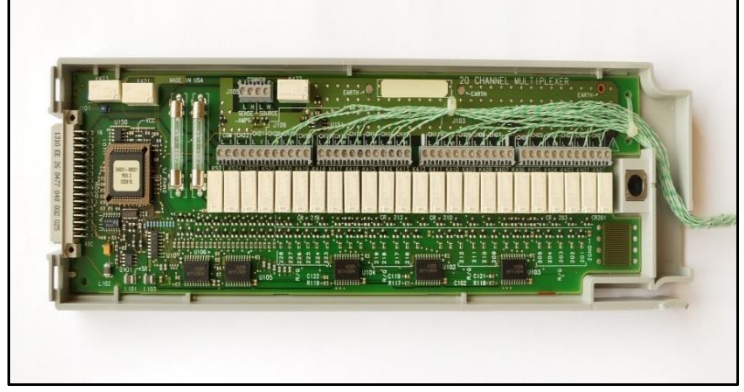


(b)

Şekil 4.2 Kalibrasyonda kullanılan dataloggerin (a) önden, (b) arkadan görünümü



(a)



(b)

Şekil 4.3 Kalibrasyonda kullanılan modülün görünümü



(a)



(b)

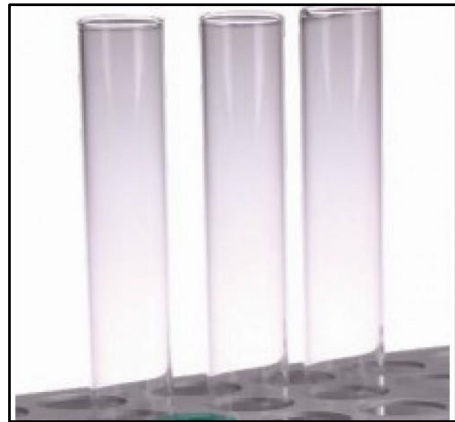


(c)

Şekil 4.4 Sıcaklık ölçümünde kullanılan sensörler (a) RTD sensör, (b) su sıcaklığı için PT100, (c) yüzey sıcaklığı için T tipi ısıl çift



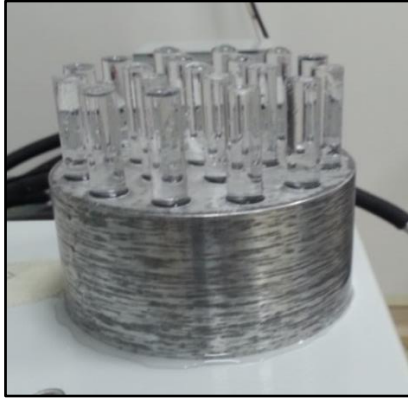
(a)



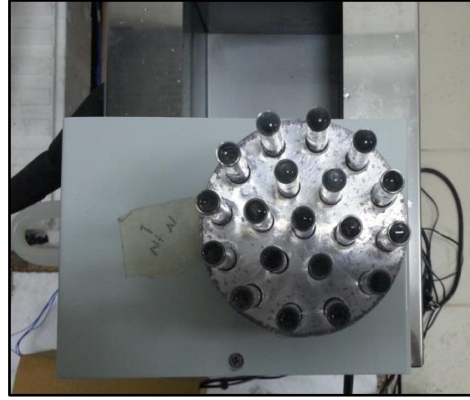
(b)

Şekil 4.5 Kalibrasyonda kullanılan (a) alüminyum blok, (b) cam tüp

4.1.2 Kalibrasyon düzeneği

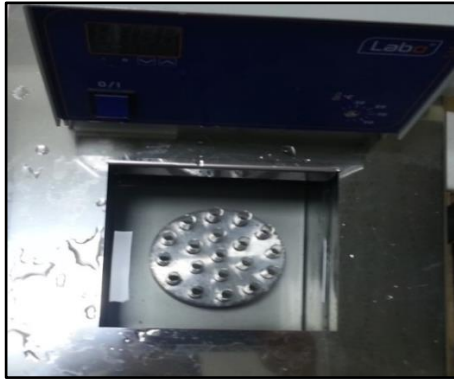


(a)

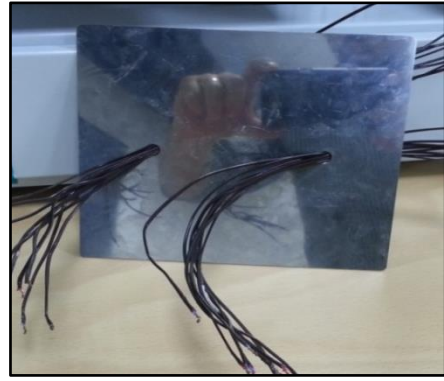


(b)

Şekil 4.6 Kalibrasyonda kullanılan cam t p ve alüminyum düzeneği



(a)

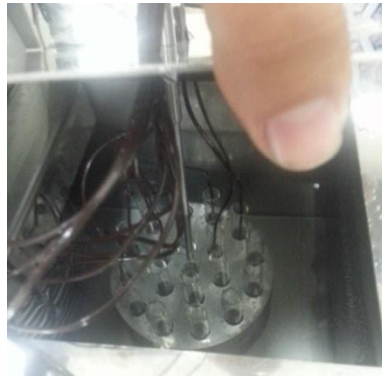


(b)

Şekil 4.7 (a) Cam t p ve alüminyum düzeneğinin su banyosuna batırılmış hali (b) Isıl çiftlerin kapaktan ge irilmış hali



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.8 Kalibrasyon düzeneği

Kalibrasyon sırasında su banyosundaki sıcaklık düzensizliğinden doğabilecek hataların oluşmaması için 100 mm çapındaki alüminyum silindir blok kullanılmıştır. Bu bloğa radyal olarak delikler açılmıştır. Alüminyum bloğa, ısı çiftleri için 18 adet ve silindir merkezine de referans termometre için olmak üzere 19 delik açılmıştır. Isıl çiftleri alüminyum blok içerisinde veya üzerinde sabitlemek ve z ekseninde aynı seviyede olduğundan emin olmak amacıyla alüminyum bloğa açılan deliklere cam tüpler yerleştirilmiştir. Isıl çiftler su banyosu kapağından açılan deliklerden geçirilerek cam tüpler içerisine yerleştirilmiş hali aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

4.1.3 Kalibrasyon Çalışmasının Amacı

DeneySEL çalışmalarından elde edilen sonuçlar aşağıdaki sebeplerden dolayı hata içerirler. DeneySEL çalışmalarda ortaya çıkan hatalar iki grupta toplanabilir. Bunlar;

- Deneyi yapan araştırmacıdan kaynaklanan hatalar,
- Deney sisteminin yapısı, deneyin yapıldığı ortam, deneyde kullanılan ölçme cihazlarından kaynaklanan hatalar.

Birinci tür hatalar deneyi yapan araştırmacının tecrübe ve dikkatine bağlı olarak değişkenlik gösterir. İkinci tür hatalar ise deneyde kullanılan deneyde kullanılan cihazların zamanla ısınması, elektrik gerilimlerinin ve deneyin yapıldığı ortam şartlarının zamanla değişmesi olarak gösterilebilir. Bununla birlikte tür ikinci tür hataları3 farklı grupta toplayabiliriz. Bunlardan ilki, deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sabit ve sistematik olarak adlandırılan ve sebebi genellikle tam olarak bilinmeyen, ölçüm değerlerinin tekrar okunması sırasında ortaya çıkan hatalar, üçüncü olarak; rastgele olarak adlandırılan elektronik salınımlardan kaynaklanan hatalardır. Bu hatalar, deneyde kullanılan ölçüm cihazlarının uygun kalibrasyonu ile ortadan kaldırılabilir.

4.1.4 Kalibrasyon Prosedürü

Isıl çiftlerin kalibrasyonları Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş Isı-Akışkan ve Enerji Birimi Laboratuvarında LABO marka C200-H13 model -20/+100 °C sıcaklık aralığında ± 0.03 °C sıcaklık stabilitesinde çalışabilen 1100 W ısıtma ve 250 W soğutma gücündeki su

banyosu ile yapılmıştır. Kalibrasyon 25 °C ve %50 bağıl nem koşullarında klimatize edilmiş test odası şartlarında yapılmıştır. Referans sıcaklık olarak RTD PT100 sensörler kullanılmıştır. RTD sensörler National Instruments firmasının NI 9219 model 4 adet kanalı olan veri toplama ünitesine bağlanmıştır. Kalibrasyonu yapılan 30 adet ısı çift ise Agilent marka 34901 A model iki adet veri kaydedici kanala bağlanarak verilerin kaydı sağlanmıştır.

Isıl çiftlerin kalibrasyonuna başlamadan önce test odasının istenilen şartlara ulaşması sağlanmıştır. Kalibrasyon sırasında 10, 30 ve 50 °C olmak üzere 3 sıcaklık değeri kullanılmış olup kalibrasyon eğrileri çıkartılmıştır. Ölçüm süresi 30 dakika olup 15 saniye aralıklarla ölçüm alınmıştır. Ölçüme başlamak için, sıcaklık ölçerlerin rejime girmeleri, şehir şebekesindeki gerilimin düzensizliği, cihazların ataletleri de göz önünde bulundurularak su banyosuna daldırılan her bir ısı çiftin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Her bir ısı çiftin standart sapması 0.05 °C' nin altındadır.

Kalibrasyonu yapılan ısı çiftler test düzeneğindeki içerisindeki yerleşimi aşağıdaki gibidir.

- **Su sıcaklık sensörleri:** Bu sensörler, suyun Alüminyum plakalara ve test numunesine giriş ve çıkış sıcaklıklarını saptamak için kullanılacaktır. 6 adet sensörü 1'i Türkak tarafından akredite edilmiş olan UML Uzmanlar Metroloji Laboratuvarında kalibre ettirilmiştir. Diğer 5 sensör bu sensör referans alınarak kalibre edilecektir.
- **Katmanlardaki yüzey sıcaklık sensörleri:** Bu sensörler, test düzeneğindeki katmanların sıcaklıklarını ve test numunesinin yüzey sıcaklık dağılımını tespit etmek amacıyla kullanılacaktır. Katmanlardan alınacak ölçümlerde 5 adet sensör kullanılmıştır.
- **Yüzey sıcaklık sensörleri:** Bu sensörler, test numunesinde ise düşeyde 2 eksen olmak üzere 9'ar yüzey sıcaklığı ölçümü alınacaktır.

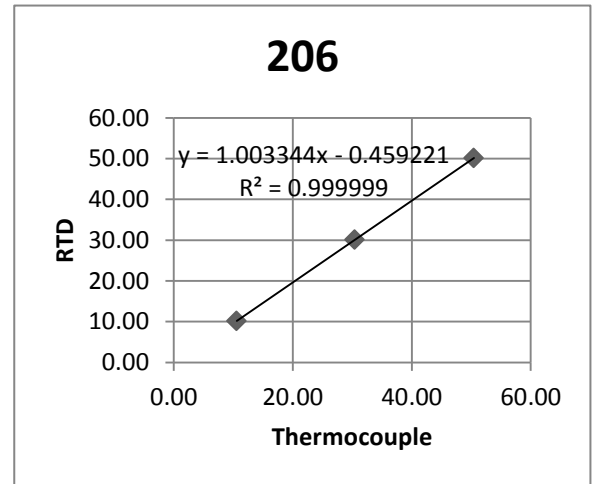
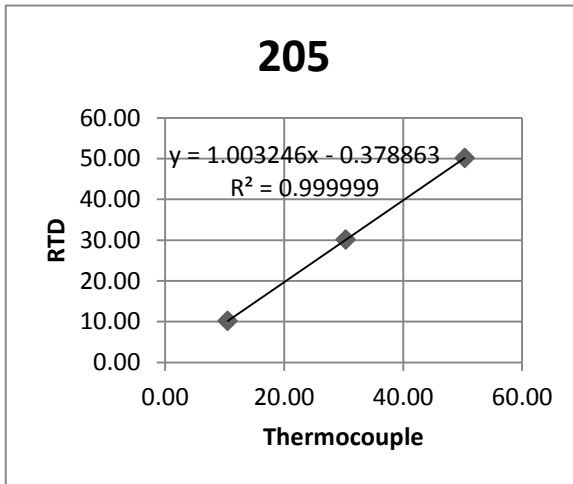
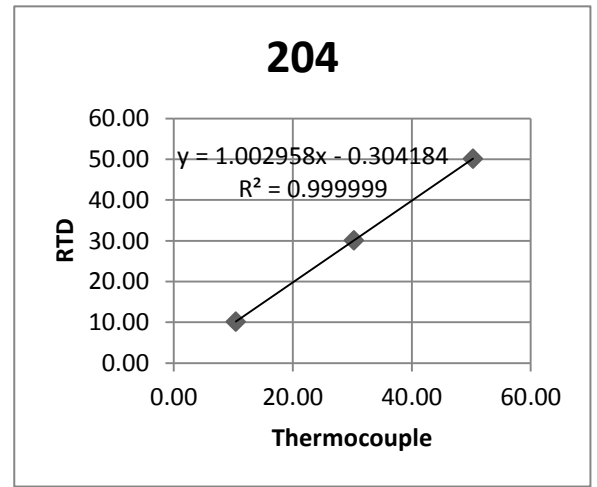
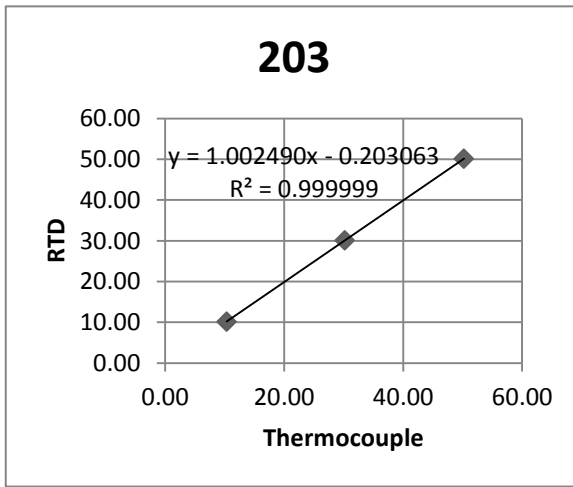
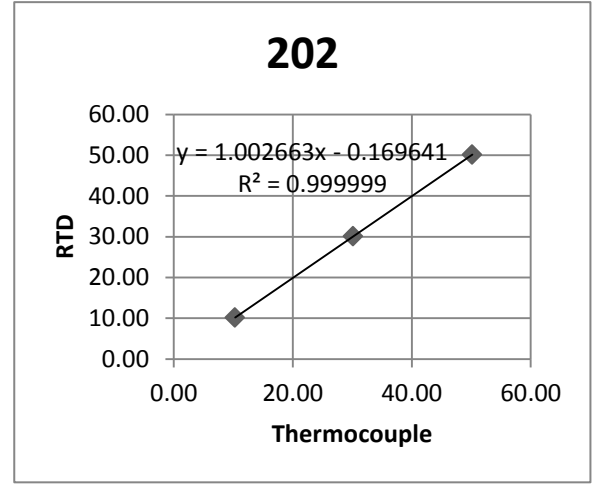
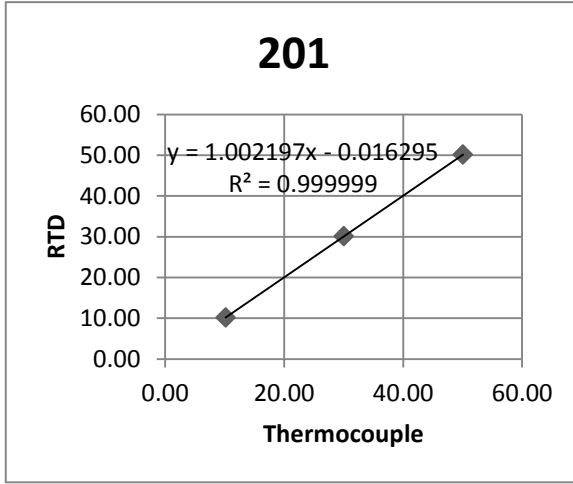
Referans olarak kullanılan PT100 sensörlerin kalibrasyon sertifikaları ekler bölümünde yer almaktadır.

4.1.5 Kalibrasyon Sonuçları

Bir önceki bölümde kalibre edilen sensörler listelenmiştir. Bu bölümde yapılan kalibrasyon çalışmasına ait örnekler paylaşılmıştır.

Çizelge 4.1 Yüzey Sıcaklık Sensörlerinin Kalibrasyonu (201-206)

	RTD	201	202	203	204	205	206
	10.15	10.16	10.31	10.34	10.44	10.51	10.59
	30.09	30.02	30.16	30.20	30.29	30.35	30.43
	50.14	50.06	50.19	50.23	50.31	50.37	50.44
Farklar	10.15	0.01	0.15	0.19	0.29	0.36	0.44
	30.09	-0.08	0.06	0.10	0.19	0.26	0.33
	50.14	-0.08	0.05	0.09	0.17	0.23	0.30
Yeni değer	10.15	10.16	10.16	10.16	10.16	10.16	10.16
	30.09	30.07	30.07	30.07	30.07	30.07	30.07
	50.14	50.15	50.15	50.15	50.15	50.15	50.15
Hata	10.15	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
	30.09	-0.03	-0.03	-0.03	-0.02	-0.03	-0.02
	50.14	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Mutlak hata	10.15	0.128	-0.004	0.005	-0.013	0.009	-0.004
	30.09	-0.086	0.003	-0.004	0.009	-0.006	0.003
	50.14	0.026	-0.001	0.001	-0.003	0.002	-0.001



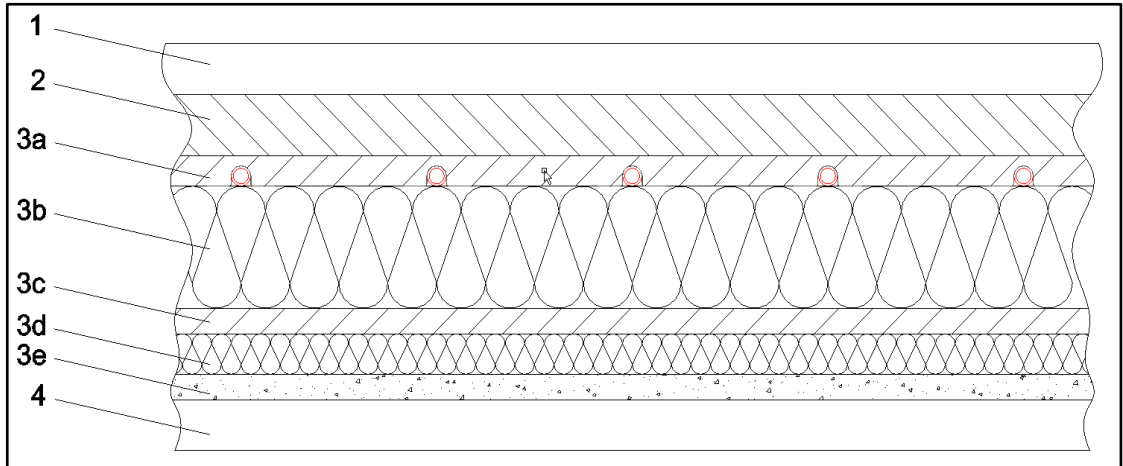
Şekil 4.9 Yüzey sıcaklık sensörleri kalibrasyon grafikleri (201-206)

4.2 Deneysel Çalışmalar

4.2.1 Deney düzeneğinin Hazırlanması

Deneysel çalışmalar kapsamında farklı dış hava sıcaklıklarına göre hibrit duvar panellerinin deneyleri yapılacaktır. Deneyler EN 1264-2 standardına uygun şekilde yapılacaktır ve deney düzeneği bu standardın tanımladığı şekilde hazırlanmıştır. Isıl çiftlerin kalibrasyonu tamamlandıktan sonra deney düzeneğinin hazırlanması aşamasına geçilmiştir. Deneylerde kullanılacak hibrit duvar panelinin ortalama ısıl geçirgenlik katsayısı (U değeri) $0.38 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

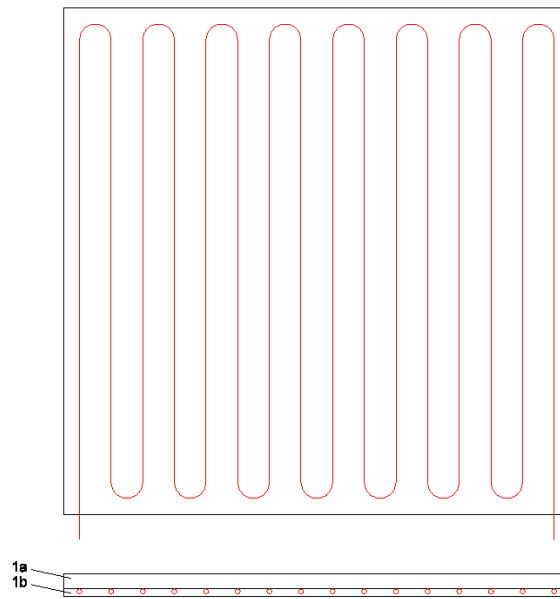
EN 1264-2 standardına göre tasarlanacak deney düzeneğinde, test edilecek borular arası mesafeye göre ve sistem tasarımına göre değişiklik göstermekle birlikte Şekil 4.15’ de gösterildiği gibi konumlandırılacak olan test numunesi en az 3 boru içermelidir. Test numunesinin ölçüleri yaklaşık olarak 1 m x 1 m ölçülerinde olmalıdır.



Şekil 4.10 Deney düzeneğinin teknik çizimi

- 1 Odaya bakan 1. soğutma plakası
- 2 Isı transferi plakası
- 3 Duvardan ısıtma sistemi (Hybridwall)
 - 3a 15 mm alçıpanel iç cephe malzemesi
 - 3b 60 mm EPS veya taşıyıcı
 - 3c 12.5 mm alçıpanel
 - 3d 20 mm EPS
 - 3e 12.5 mm fibercement dış cephe malzemesi
- 4 Dışarıya bakan 2. soğutma plakası

Şekil 4.10' da 1 ve 4 numara ile gösterilen soğutma plakaları duvar yüzeyi ön yüzeyindeki iç odayı ve duvardan ısıtma plakası arkasında kalan dış hava koşullarını simule etmektedir. Bu nedenle iç tarafta kalan soğutma plakası 20°C' ye şartlandırılırken, dış tarafta kalan soğutma plakası ise bölgelere göre dış iklim koşullarına göre şartlandırılacaktır. (Örneğin 3°C) Soğutma plakası hazırlanış aşamasında 15 mm kalınlığındaki alüminyum plaka CNC tezgahıta 10,5 mm derinliğinde yuva açılarak Şekil 4.11' de gösterildiği şekilde işlenmiştir. Açılan yuvaya 10,1 mm çapında pex borular döşenmiştir. Boru döşendikten sonra boru döşenen yüzeye ısı transferinin tek yönde olması amacıyla yalıtım malzemesi yapıştırılmıştır.



Şekil 4.11 Soğutma plakasının teknik çizimi

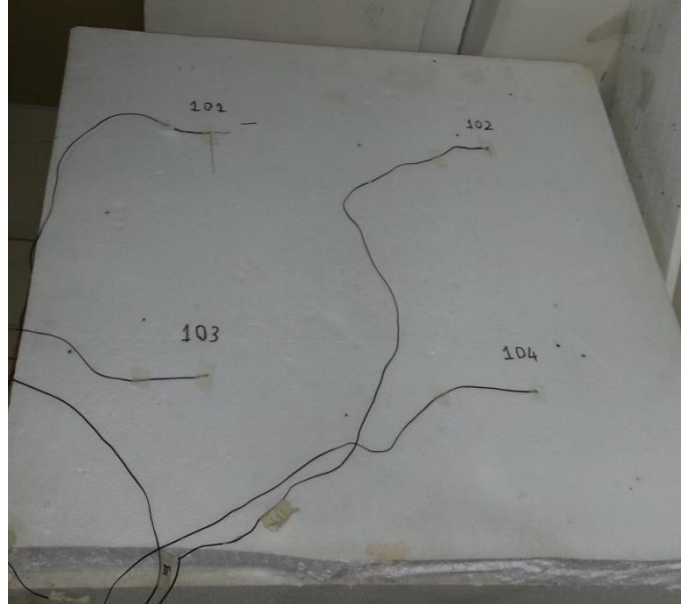
1aSoğutma plakası arkasındaki yalıtım plakası

1bAlüminyum soğutma plakası

Boruların soğutma plakasına giriş ve çıkış noktalarında 0.2 °C hassasiyetindeki PT100 sensör ile sıcaklık ölçümü alınacaktır. Hat üzerinden alınacak %1 hassasiyetinde debi ölçümüyle soğutma plakalarında meydana gelen ısı transferi hesaplanacaktır.

İlk olarak hazırlanan soğutma plakası deney düzeneğinin yerleştirileceği platforma koyulmuştur. Şekil 4.12' de 1.soğutma plakasının alt tarafında kalan platforma

yerleştirilen ısı çiftler gösterilmiştir. Bu katmandan soğutma plakasından olan kayıpları hesaplamak için sıcaklık ölçümü alınmaktadır.



Şekil 4.12 Soğutma plakasının alt tarafına yerleştirilen ısı çiftler

Soğutma plakası deney düzeneğinin genel görünümü verilen Şekil 4.15’ de 4 numara ile gösterilmiştir. Dış ortam şartlarının simule edileceği 1. Soğutma plakasının yüzeyine 5 adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Soğutma plakasının sol alt köşesi xy ekseninde (0,0) noktası olarak varsayılırsa ısı çiftler; (25, 75), (75, 75), (25, 25) ve (75, 25) noktalarına yerleştirilmiştir(Şekil 4.13).



Şekil 4.13 Soğutma plakası ve üzerine yerleştirilen ısı çiftler

Soğutma plakası üzerine test edilecek hibrid duvar numunesi yerleştirilmiştir. Hibrid duvar numunesi Şekil 4.10' da 3 numara ile gösterilmiştir. Hibrid duvar üzerine yüzey sıcaklık dağılımı tespit etmek amacıyla iki ekseninde 18 adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Isıl çiftler koordinat sisteminde (35, 75) ile (55, 75) ve (35, 25) ile (55, 25) noktaları arasında eşit aralıklı olmak üzere 9'ar adet yerleştirilmiştir. Şekil 4.14, Şekil 4.15, Şekil 4.16' da test düzeneğine numunenin yerleştirilmiş hali ve ısı çiftler gösterilmektedir.

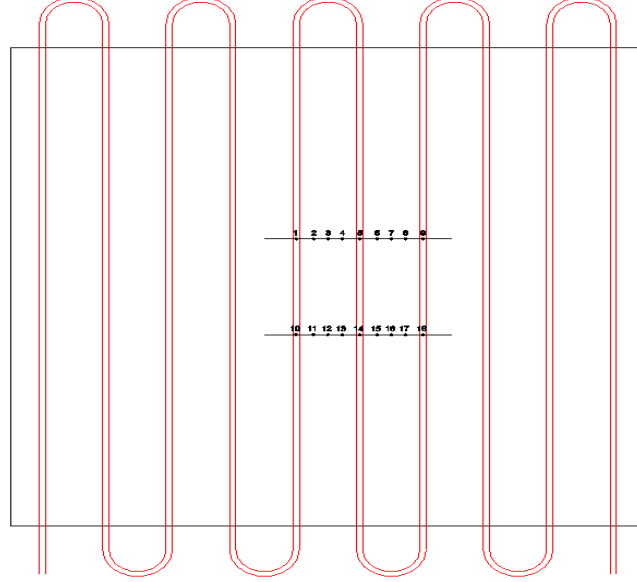


Şekil 4.14 Soğutma plakası üzerine yerleştirilen hibrid duvar numunesi



Şekil 4.15 Hibrid duvar numunesinin kesit görüntüsü

Duvar yüzeyindeki maksimum sıcaklık ($T_{s,max}$) ve ortalama yüzey sıcaklığını ($T_{s,mean}$) tespit etmek için yüzeydeki sıcaklık dağılımı ölçülmelidir. Sıcaklık ölçümleri test numunesinin orta bölümünde olan borulardan ve 2 boru aralığı boyunca yatayda 9 adet alınacaktır. Alınacak ölçüm noktaları Şekil 4.16' daki teknik çizimde gösterilmiştir.



Şekil 4.16 Yüzey sıcaklığı alınacak noktaların gösterimi

$$T_{s,mean} = \left(\sum_{i=2}^8 T_{s,i} + \sum_{i=11}^{17} T_{s,i} + [T_{s,1} + T_{s,9} + T_{s,10} + T_{s,18}] / 2 \right) / 16 \quad (4.1)$$

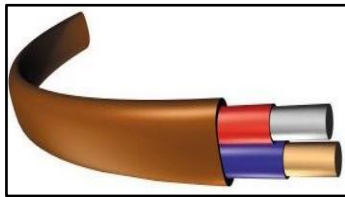
$$T_{s,max} = (T_{s,5} + T_{s,14}) / 2 \quad (4.2)$$

Burada,

$T_{s,i}$ ' nci ölçüm noktasındaki yerel yüzey sıcaklığı

$T_{s,mean}$ ortalama yüzey sıcaklığı

$T_{s,max}$ maksimum yüzey sıcaklığıdır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.17 (a) Yüzey sıcaklığı alınacak ısılcıft, (b) Su sıcaklığı alınacak Pt100

Deney düzeneğinde yüzeyden alınacak sıcaklık ölçümleri için T tipi ısı çifti kullanılacaktır. Yüksek sıcaklıklarda çalışılmayacağından dolayı 125 °C sıcaklığa kadar dayanım gösteren nylon malzeme korumalı ısı çifti yeterli olacaktır. Kullanılacak ısı çifti katalog belirsizliği 0.5 °C' dir. Şekil 4.17a'da kullanılan ısı çifti ait görsel bulunmaktadır.

Su sıcaklığını kullanmak üzere ise Pt100 direnç termometreler kullanılacaktır. Isı transferi su gidiş ve dönüş sıcaklığı arasındaki farktan ölçüleceğinden dolayı daha hassas ve lineer çıkış veren ölçü aleti tercih edilmiştir. Kullanılacak Pt100' ün belirsizliği 0.05 °C'dir. Panel giriş ve çıkış noktalarından önce ve sonra alınacak ölçümler, besleme boru hattına monte edilecek T ek parçanın üst ucundan daldırılmak suretiyle yapılacaktır (Şekil 4.17b).

Her iki soğutma plakası ve numune test paneli girişinden debimetre ile su debisi ölçümü alınacaktır. Kullanılacak debimetre elektromagnetik debimetre olup hassasiyeti %1'dir. Şekil 4.17c'de gösterilen debimetre 0.2-25 l/dk aralığında debi ölçümü alabilmektedir.

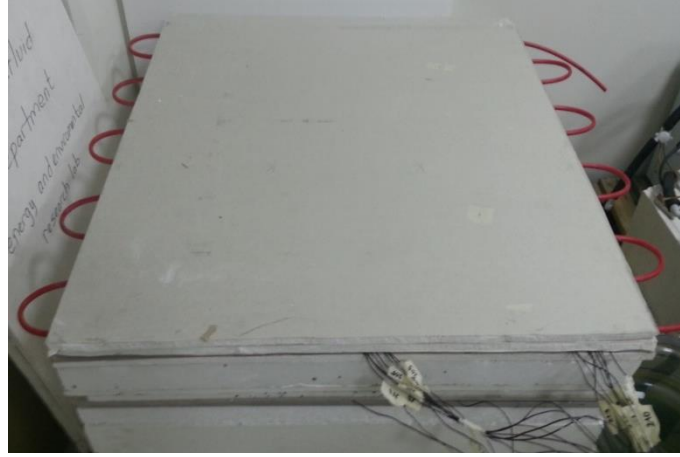
Yapılacak ölçümler sistem kararlı hale geldikten sonra alınmaya başlanır ve ölçüm başlatıldıktan sonra en az 30 dk ölçüm alınmalıdır. Yukarıda belirtilen ölçü aletlerinden alınan ölçümler yardımıyla test numunesinin performansı tayin edilebilir.

Hibrid duvar üzerine duvardan ısıtma için oda içerisindeki taşınım ve ışıının modelleneneceği ısı transfer plakası yerleştirilecektir. Bunun için iki adet 15 mm kalınlığındaki alçı levha kullanılmıştır. Şekil 4.18 ve Şekil 4.20' de ısı transfer plakaları gösterilmiştir.

Şekil 4.10' da 2 numaralı plaka ısı transferi plakasıdır. Duvar yüzeyindeki ısı transferi direnci $1/h$ ısı transferi plakası ile simule edilecektir. Duvar yüzeyinden odaya olan ısı transferi direnci ısı transferi plakasındaki ısı iletim direnci s/λ ile simule edilecektir.

$$1/h = l/k = 1/8 = 0.125 \text{ [m}^2\text{K/W]} \quad (4.3)$$

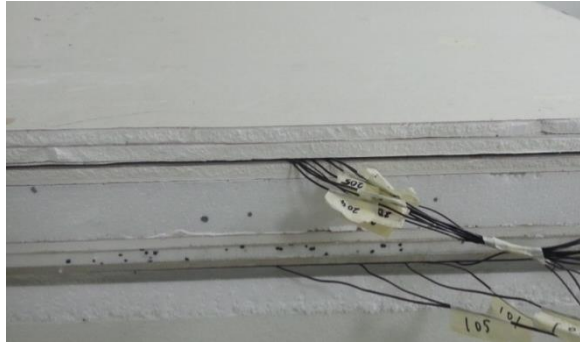
EN 1264-2' ye göre s/λ' ya ait tolerans değeri $\pm 0.01 \text{ m}^2\text{K/W}$ olmalıdır.



Şekil 4.18 Hibrid duvar numunesi üzerine yerleştirilen ısı transfer katmanı

Deneyler sırasında ısı iletim katsayısı $\lambda = 0.25 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan iki adet 15 mm kalınlığındaki alçıpan birleştirilerek ısı transfer plakası olarak kullanılacaktır.

$$l/k = 0.03/0.25 = 0.12 \text{ [m}^2\text{K/W]} \quad (4.4)$$



Şekil 4.19 Hibrid duvar numunesi üzerine yerleştirilen ısı transfer katmanının kesiti

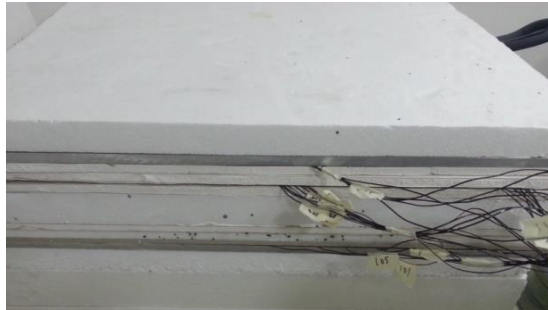


Şekil 4.20: Isı transfer plakası üzerine yerleştirilen ısı çiftler

Isı transfer plakasının üzerine iç ortam koşullarının simule edileceği soğutma plakası koyulacaktır. Soğutma plakası ile ısı transfer plakasının arasına aynı 1. Soğutma plakasında olduğu gibi ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Şekil 4.20, Şekil 4.21, Şekil 4.22' de ısı çiftlerinin ısı transfer plakası üzerindeki yerleşimi ve 2. soğutma plakasının deney düzeneğine konmuş hali gösterilmiştir. 2. Soğutma plakası tasarım olarak 1. Soğutma plakası ile birebir aynıdır.



Şekil 4.21: Deney düzeneğinde soğutma plakasının yerleştirilmiş hali



Şekil 4.22: Deney düzeneğinde soğutma plakasının kesit görüntüsü



Şekil 4.23 Deney düzeneğinde hava sıcaklığını ölçmek için yerleştirilen ısı çiftler

Son olarak 2.soğutma plakasından yukarı yönde ısı transferini kontrol etmek amacıyla soğutma plakası üzerindeki yalıtım üzerinden sıcaklık ölçümü yapılmıştır. (Şekil 4.23)

Şekillerde gösterilen soğutma plakaları duvar yüzeyi ön yüzeyindeki iç odayı ve duvardan ısıtma plakası arakasında kalan dış hava koşullarını simule etmektedir. Bu nedenle iç tarafta kalan soğutma plakası 20°C' ye şartlandırılırken, dış tarafta kalan soğutma plakası ise dış iklim koşullarını simule edeceğinden deneysel çalışmalar kapsamında değişkenlik gösterecektir. Yapılacak ölçümler sistem kararlı hale geldikten sonra alınmaya başlanır ve ölçüm başlatıldıktan sonra en az 30 dk ölçüm alınmalıdır.

$$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta T = \dot{m}c(T_i - T_o) \quad (4.5)$$

Burada $\dot{Q}$ test numunesinden olan ısı transfer miktarı, $\dot{m}$ ise ölçülen suyun debisidir. Soğutma plakalarından da aynı ölçümler alınacaktır. Böylece panelden hem dış ortama hem de iç ortama meydana gelen ısı transferi miktarı tespit edilebilecektir. Ayrıca her bir katmanda alınacak yüzey sıcaklıkları sayesinde, enerji dengesinde yazılan plakalarda dolaşan sudaki sıcaklık farkından dolayı meydana gelen ısı transferi ısı iletimi denklemleriyle doğrulanacaktır.

$$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta T = kA\partial T/\partial x \quad (4.6)$$

Deney tesisatında belirtildiği üzere soğutma plakaları ile hibrid duvar paneli giriş çıkışından su sıcaklığı ölçümü ile tesisat üzerinde debi ölçümü de alınmıştır. Ayrıca buna ek olarak tesisat içerisindeki havayı almak amacıyla hat üzerine otomatik hava pürjörü takılmıştır. Şekil 4.24'de deney tesisatının görüntüsü verilmiştir.



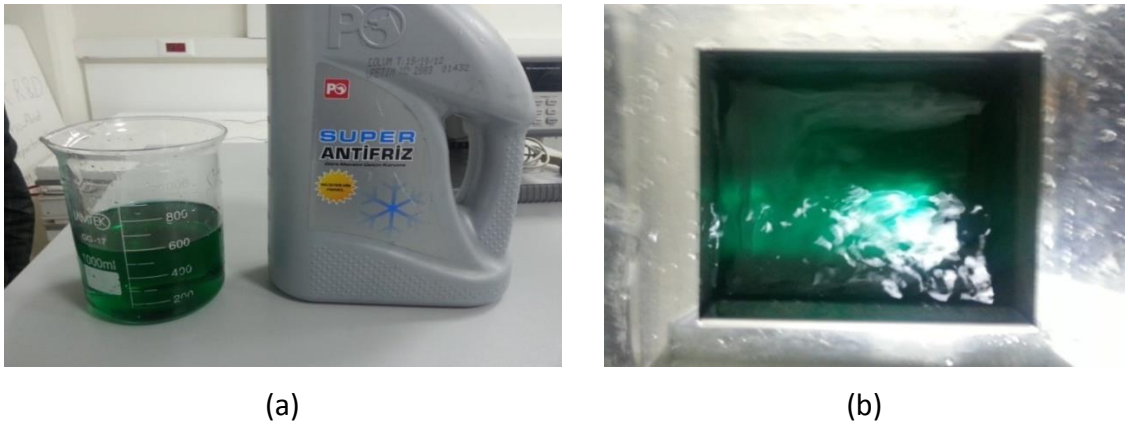
(a)



(b)

Şekil 4.24 Deney tesisatı

Yukarıda açıklandığı üzere soğutma plakalarına ve hibrid duvar paneline gidecek akışkanın sirkülasyonu LABO marka C200-H13 model su banyoları sağlanacaktır. Hibrid duvar panelinde ve iç ortam koşullarının modelleneyeceği soğutma plakasında akışkan olarak su kullanılmıştır. Dış ortam koşullarının modelleneyeceği soğutma plakasında yüzey sıcaklığının 0°C olmasını sağlamak için denemeler sonucunda su banyosu içerisinde ortalama -5°C sıcaklık elde edilmesi gerektiği tespit edilmiştir. Banyo içerisindeki akışkanda donma olmaması amacıyla antifriz kullanılmıştır. Su banyosundaki su içerisinde %20 oranında antifriz karıştırılmıştır. Kullanılan akışkanın termofiziksel özelliklerini doğru tespit edebilmek için su ve antifriz banyo içerisine hassas olarak ölçülerek konulmuştur.



Şekil 4.25 Banyo içerisine koyulan antifriz

4.2.2 Deneysel Çalışmalarda İzlenecek Yöntem

Deneyisel çalışmalarda yapılacak testlerde ilgili standart olan TS EN 1264-2 standardından yararlanılmıştır. Teste başlamadan önce deney düzeneğinin başlangıç koşullarına gelmesi beklenmelidir ve kararlı koşullara ulaştığından emin olunmalıdır. Analizlerde 1. Soğutma plakası yüzey sıcaklığı iklim bölgelerine göre değişecek olup -21°C, -12°C, -3°C, 0°C ve +3°C olarak belirlenmiştir. Fakat deneyisel çalışmaların büyük zaman alması ve maliyetinden dolayı, deneyler doğrulama amaçlı yapılacak olup yüzey sıcaklıkları olarak 0°C ve 3°C seçilmiştir. 2. Soğutma plakası sıcaklığı ise 20°C olarak belirlenmiştir. Her bir deney oda hava sıcaklığı kararlı hale geldikten sonra standartlarda belirtilen 30 dk ölçüm alınmasının ardından bitirilmiştir. Standart sapma değerleri hesaplanmış, her deney için standart sapma değeri 0.05' in altında elde

edilmiştir. Bu şartları sağlanan test bitirilir ve diğer su gidiş sıcaklığı değeri set edilir. Her bir panel için 30 °C, 35 °C, 40 °C, 45 °C ve 50 °C olmak üzere 5 ayrı su gidiş sıcaklığında testler yapılmıştır. TS EN 1264-2 standardında belirtildiği üzere panel üzerinde yüzey sıcaklıkları hassas bir şekilde ölçülmüştür.

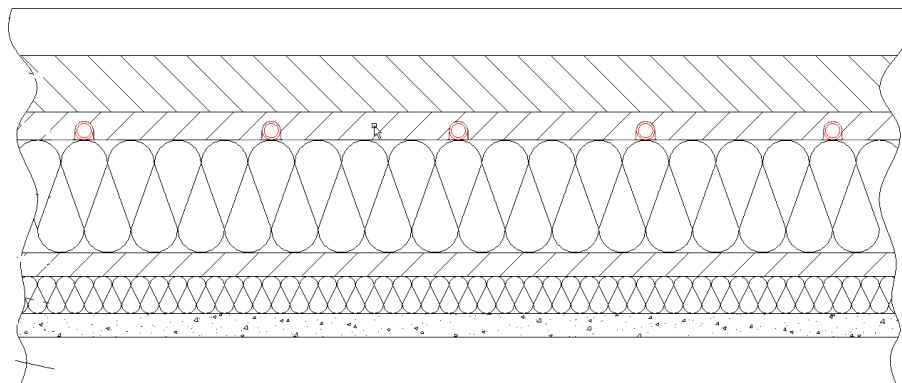
4.2.3 Deney Sonuçları

Çizelge 4.2’de deneyle ilgili tanımlamalar verilmiştir.

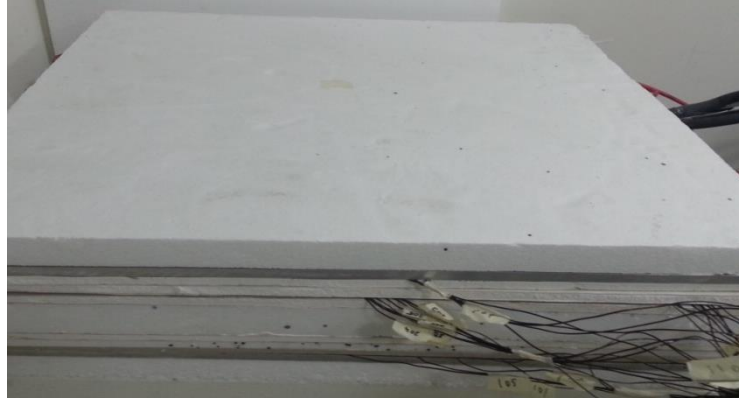
Çizelge 4.2 Test şartları ve tanımlamalar

Hibrid Duvar Paneli Test Raporu			
İletişim Bilgileri		Test Koşulları	
Firma	Mir Ar-Ge A.Ş	Numune ölçüleri	1.0x1.0 m
Adres	Atatürk Mah. İnönü Cad. No:6 34522 Esenyurt	Mevsim	Kış
Tel	(+90) 212 886 5741	Panel	0.1m boru. aralığı folyosuz
		Dış Ortam Sıcaklığı	3°C
		İç Ortam Sıcaklığı	20°C
		Akışkan sıcaklıkları	30-35-40-45-50°C

Şekil 4.26’ da doğrulama amaçlı yapılacak olan deneylerde kullanılan hibrid duvar paneli numunesinin teknik çizimi gösterilmiştir. Bu çizimle ilgili detaylar önceki bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Şekil 4.27’ de ise panele ait gerçek resim paylaşılmıştır.



Şekil 4.26: Kullanılan panelin teknik resmi



Şekil 4.27: Kullanılan panelin fotoğrafı

Çizelge 4.3 Kullanılan sarf malzemelerinin özellikleri

Malzeme	Kalınlık/Çap[mm]	Isıl iletkenlik[W/mK]	Yoğunluk[kg/m3]	Sıcaklık[°C]
Alçı levha	15	0.25	800	25
EPS	60	0.039	16	10
Alçı levha	12	0.25	800	25
EPS	20	0.045	10	10
Fibercement	10	0.2	1350	20
Pex-b boru	10	0.4	938	25

4.2.3.1 Deney 1 Sonuçları (Dış hava=3 °C)

Çizelge 4.4’ da deneysel çalışmalarda kullanılan dataloggerin 1.kanalından alınan ölçümler verilmiştir. Bu ölçümler 1.soğutma plakası, 2. Soğutma plakası yüzey sıcaklıkları ve deneyin yapıldığı laboratuvarın ortam sıcaklığıdır.

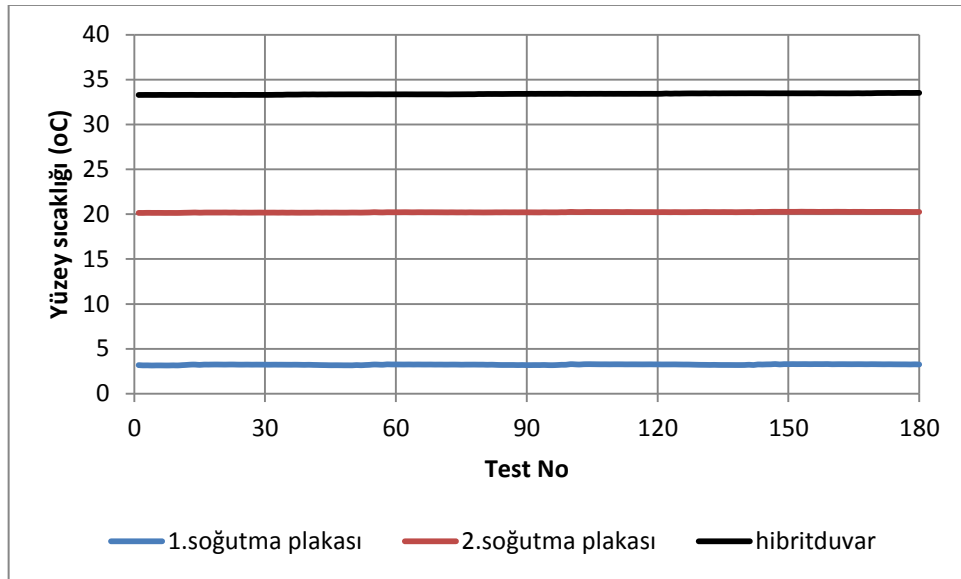
Çizelge 4.4 Test sonuçları 1. Kanal

Test Numarası		1	2	3	4	5
Test Tarihi		11 Nisan	11 Nisan	12 Nisan	13 Nisan	14 Nisan
Test Saati		09:30	16:16	12:24	17:20	11:09
1. soğutma plakası yüzey sıcaklıkları	101 (75,75)	T ₁₀₁	3.18	3.27	3.43	3.85
	102 (75,25)	T ₁₀₂	3.31	3.41	3.71	4.11
	103 (25,75)	T ₁₀₃	2.68	2.75	2.97	3.13
	104 (25,25)	T ₁₀₄	3.01	3.10	3.42	3.62
	105 (50,50)	T ₁₀₅	2.84	2.93	3.26	3.42
2. soğutma plakası yüzey sıcaklıkları	106 (75,75)	T ₁₀₆	20.35	20.54	20.75	20.43
	107 (75,25)	T ₁₀₇	20.46	20.72	20.06	20.80
	108 (25,75)	T ₁₀₈	19.78	19.78	20.74	20.24
	109 (25,25)	T ₁₀₉	19.98	20.05	20.12	20.72
	110 (50,50)	T ₁₁₀	19.75	19.78	20.74	20.27
Ortam hava sıcaklığı	111 (25.50)	T ₁₁₁	20.33	20.64	21.52	20.26
	112 (75.50)	T ₁₁₂	20.39	19.73	19.78	20.36

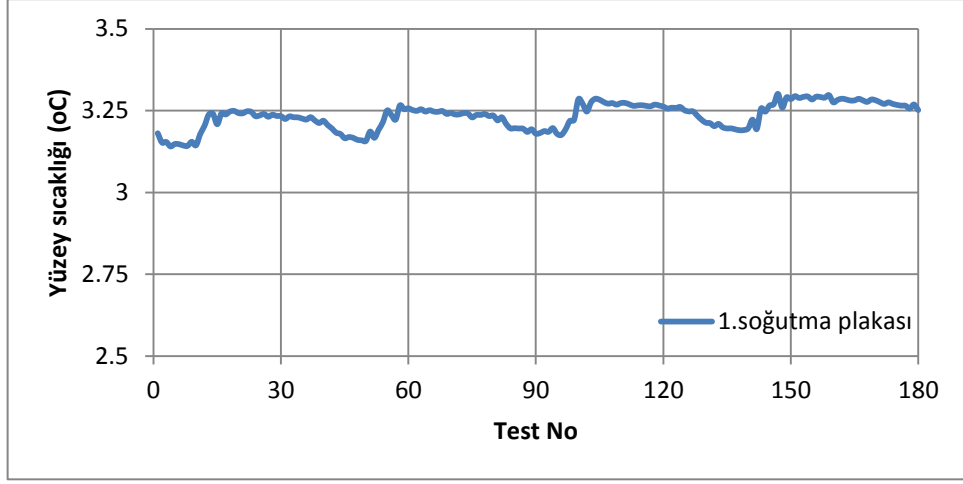
Çizelge 4.5 Test sonuçları 2. kanal

Numune yüzey sıcaklıkları 1. eksen	201 (35,75)	T ₂₀₁	25.42	28.18	31.72	34.74	37.90
	202 (37.5,75)	T ₂₀₂	23.24	24.99	27.76	29.76	31.97
	203 (40,75)	T ₂₀₃	22.58	24.06	26.63	28.35	30.29
	204 (42.5,75)	T ₂₀₄	23.52	25.34	28.23	30.33	32.62
	205 (45,75)	T ₂₀₅	25.06	27.55	30.93	33.68	36.59
	206 (47.5,75)	T ₂₀₆	23.49	25.26	28.14	30.16	32.38
	207 (50,75)	T ₂₀₇	22.73	24.25	26.96	28.73	30.70
	208 (52.5,75)	T ₂₀₈	23.82	25.80	28.89	31.13	33.55
	209 (55,75)	T ₂₀₉	24.92	27.42	30.94	33.73	36.69
Numune yüzey sıcaklıkları 2. eksen	210 (35,25)	T ₂₁₀	25.25	27.99	31.62	34.64	37.75
	211 (37.5,25)	T ₂₁₁	23.39	25.30	28.31	30.50	32.84
	212 (40,25)	T ₂₁₂	22.32	23.75	26.36	28.08	29.96
	213 (42.5, 25)	T ₂₁₃	22.82	24.52	27.35	29.33	31.47
	214 (45,25)	T ₂₁₄	24.63	27.10	30.54	33.34	36.26
	215 (47.5,25)	T ₂₁₅	23.24	25.12	28.10	30.28	32.62
	216 (50,25)	T ₂₁₆	22.05	23.45	26.12	27.81	29.69
	217 (52.5,25)	T ₂₁₇	22.64	24.31	27.19	29.15	31.28
	218 (55,25)	T ₂₁₈	24.65	27.16	30.72	33.56	36.53

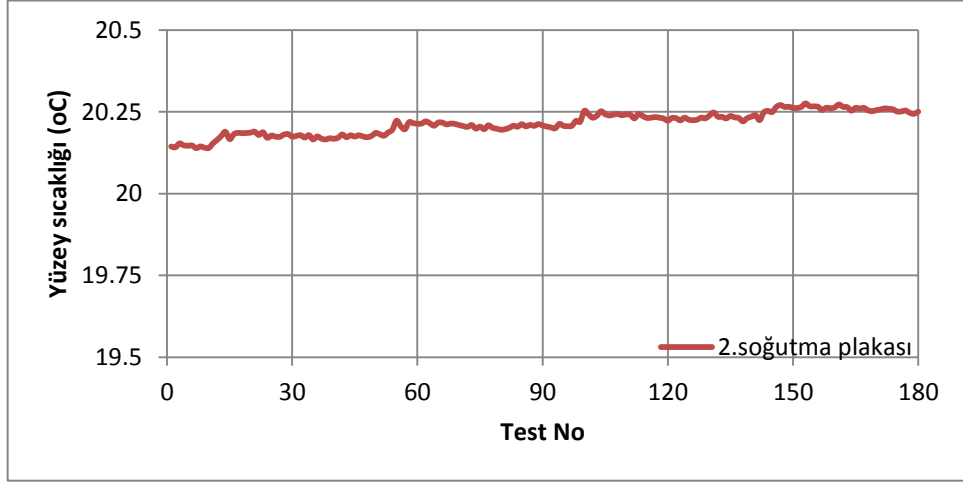
Şekil 4.28, Şekil 4.29, Şekil4.30 ve Şekil 4.31’de 40°C su sıcaklığı için yapılan deney için kararlılık grafiklerinin toplu gösterimi ve sırasıyla 1.soğutma plakası, 2.soğutma plakası ve hibritduvar kararlılık grafikleri verilmiştir.



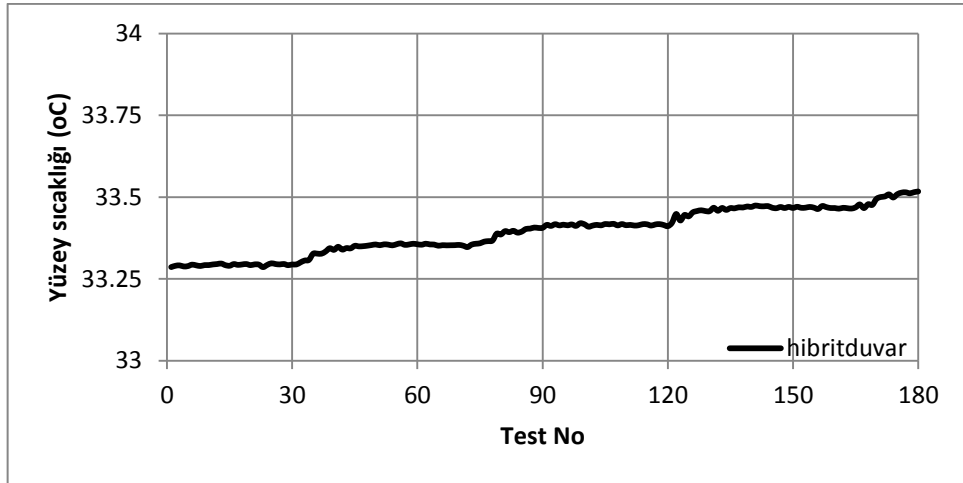
Şekil 4.28 Kararlılık grafiği 1 (T_w=40)



Şekil 4.29 Kararlılık grafiği 2 ($T_w=40$)



Şekil 4.30 Kararlılık grafiği 3 ($T_w=40$)



Şekil 4.31 Kararlılık grafiği 4 ($T_w=40$)

Çizelge 4.6 Test sonuçları 3. Kanal

Su Sıcaklıkları [°C]	(301) 1.plaka gidiş	T_{301}	2.38	2.16	2.67	2.94	3.01
	(302) 1.plaka dönüş	T_{302}	3.04	3.07	3.39	3.54	3.67
	(303) Numune gidiş	T_{303}	30.19	34.73	39.95	44.65	49.27
	(304) Numune dönüş	T_{304}	28.99	32.70	38.04	42.03	45.83
	(305) 2.plaka gidiş	T_{305}	18.80	18.35	20.59	19.04	19.10
	(306) 2.plaka dönüş	T_{306}	19.58	19.35	18.90	20.97	21.25
Su Debileri [l/dk]	(320) Numune	$\dot{V}_{numune}$	1.30	1.30	1.50	1.52	1.54
	(321) 1.plaka	$\dot{V}_{plaka1}$	0.80	0.80	0.83	0.84	0.84
	(322) 2.plaka	$\dot{V}_{plaka2}$	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92

Çizelge 4.5’ de dataloggerın 2.kanalından alınan ölçümler verilmiştir. Bu ölçümler hibrid duvar numunesi yüzeyinden düşeyde 2 ekseninde olmak üzere 9’ar adet yüzey sıcaklığı ölçümleridir.

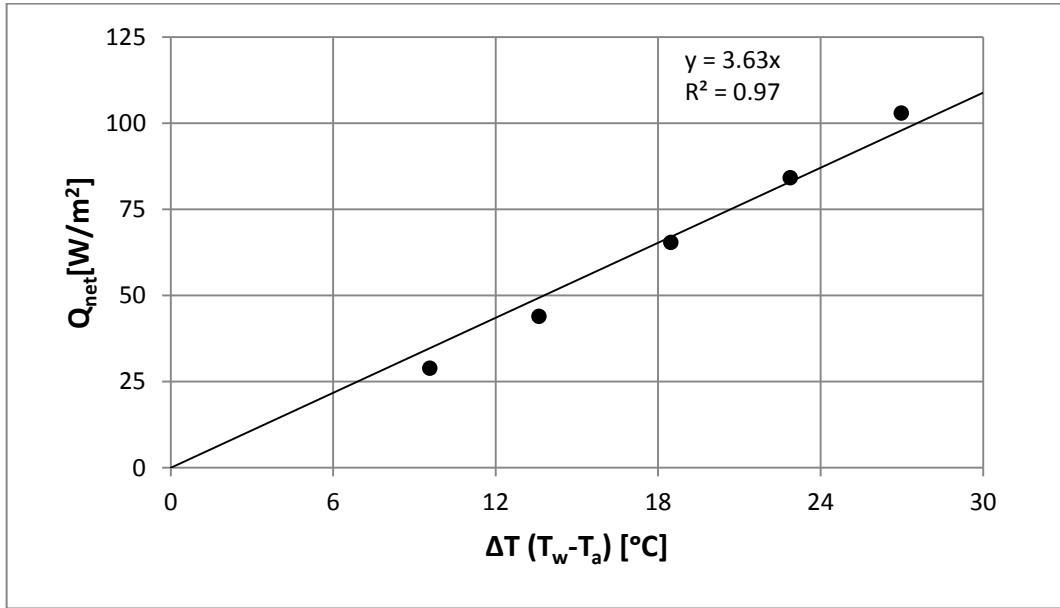
Çizelge 4.6’ da dataloggerın 3.kanalından alınan ölçümler verilmiştir. Bu ölçümler, 2 soğutma plakası ve deney numunesine su giriş, çıkış sıcaklıkları ile su debisi ölçümleri olup ısı transferi hesaplamalarında kullanılacaktır. Çizelge 4.7’ de soğutma plakaları ve hibrid duvar numunesindeki suya ait termofiziksel özellikler verilmiştir.

Çizelge 4.7 Kullanılan Akışkanları Termofiziksel Özellikleri

Yoğunluk [kg/m ³]	1.plaka gidiş	$\rho_{gidiş\ plaka1}$	1026.65	1026.66	1026.66	1026.65	1026.65
	1.plaka dönüş	$\rho_{dönüş\ plaka2}$	1026.67	1026.67	1026.67	1026.67	1026.67
	Numune gidiş	$\rho_{gidiş\ numune}$	995.46	993.97	992.25	990.39	988.29
	Numune dönüş	$\rho_{dönüş\ numune}$	995.82	994.60	993.22	991.80	990.18
	2.plaka gidiş	$\rho_{gidiş\ plaka2}$	998.40	998.40	998.39	998.40	998.40
	2.plaka dönüş	$\rho_{dönüş\ plaka3}$	998.26	998.24	998.19	998.14	998.10
Özgü Isı [J/kgK]	1.plaka gidiş	$cp_{gidiş\ plaka1}$	3.86	3.86	3.86	3.86	3.86
	1.plaka dönüş	$cp_{dönüş\ plaka2}$	3.86	3.86	3.86	3.86	3.86
	Numune gidiş	$cp_{gidiş\ numune}$	4.15	4.15	4.15	4.15	4.15
	Numune dönüş	$cp_{dönüş\ numune}$	4.15	4.15	4.15	4.15	4.15
	2.plaka gidiş	$cp_{gidiş\ plaka2}$	4.17	4.17	4.17	4.17	4.17
	2.plaka dönüş	$cp_{dönüş\ plaka3}$	4.17	4.17	4.17	4.17	4.17

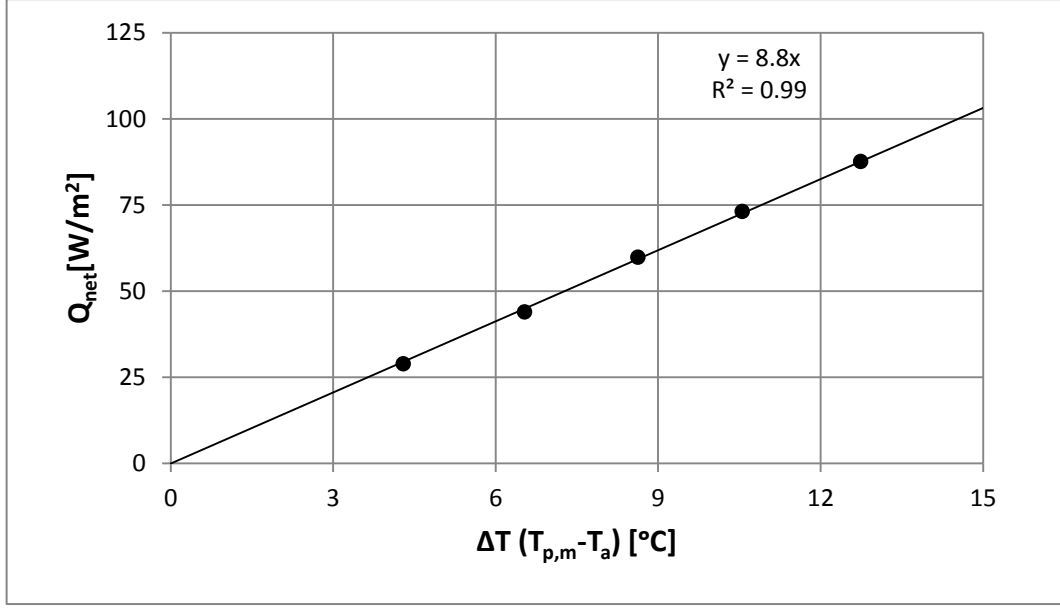
Çizelge 4.8 Test sonuçlarına göre hesaplamalar

Test Sonuçlarına Göre Hesaplamalar						
Test Numarası/Parametre	Simge	1	2	3	4	5
Ort._1.plaka Yüzey Sıcaklığı [°C]	T_{p1}	2.98	3.07	3.34	3.52	3.71
Ort._2.plaka Yüzey Sıcaklığı [°C]	T_{p2}	20.01	20.11	20.19	19.79	20.40
Ort._numune Yüzey Sıcaklığı [°C]	$T_{p,m}$	23.48	25.38	28.38	30.56	32.92
Ort._ortam Sıcaklığı [°C]	T_a	20.36	20.68	20.65	20.31	19.98
Ort._1.plaka Su Sıcaklığı [°C]	T_{w1}	2.71	2.61	3.03	3.24	3.34
Ort._2.plaka Su Sıcaklığı [°C]	T_{w2}	19.19	18.85	19.75	20.00	20.18
Ort._numune Su Sıcaklığı [°C]	T_w	29.59	33.71	39.00	43.34	47.55
Suyun Sıcaklık Farkı_1.plaka [°C]	ΔT_{w1}	-0.46	-0.40	-0.42	-0.30	-0.36
Suyun Sıcaklık Farkı_2.plaka [°C]	ΔT_{w2}	-0.38	-0.41	-0.49	-0.42	-0.35
Suyun Sıcaklık Farkı_numune [°C]	ΔT_w	1.20	2.02	1.91	2.62	3.44
Yüzeyden Havaya Isı Transferi	Q_{net}	33.19	50.49	68.50	83.65	100.40
Yüzey - hava sıcaklığı [°C]	ΔT_p	4.29	6.53	8.63	10.56	12.74
Su - hava sıcaklığı [°C]	ΔT_s	9.58	13.61	18.47	22.89	26.99



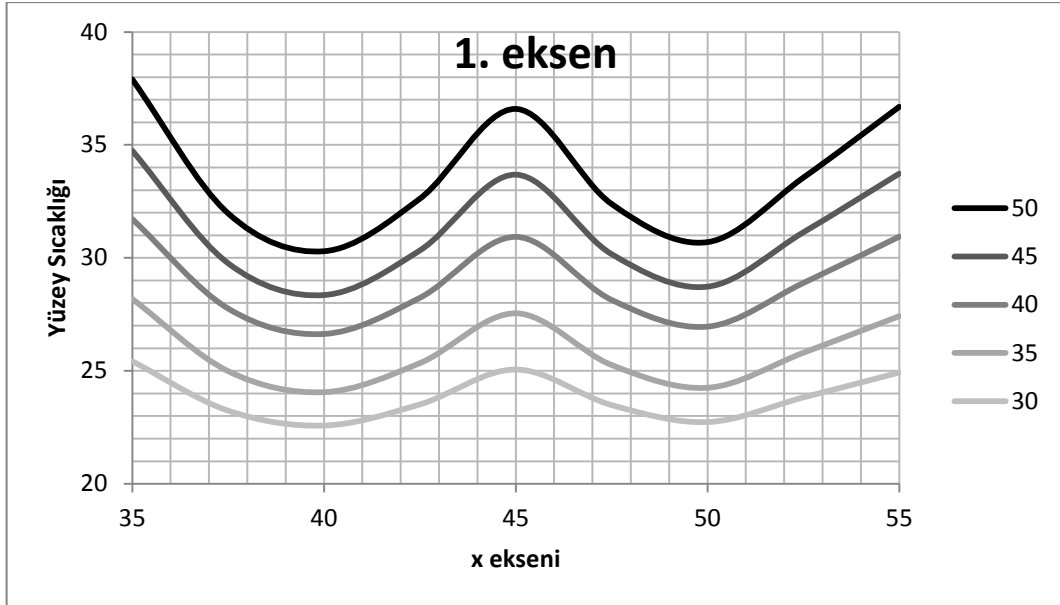
Şekil 4.32 Su sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği

Şekil 4.32' de panelden elde edilen ısı akısının su sıcaklığına bağlı grafiği verilmiştir. Burada, x ekseninde panelden geçen suyun sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki fark gösterilirken y ekseninde ısı akısı verilmiştir. Bu grafik sayesinde tasarımcılar oda ısı ihtiyacına karşılık panele gönderilmesi gereken su sıcaklığını tespit edebilecektir.

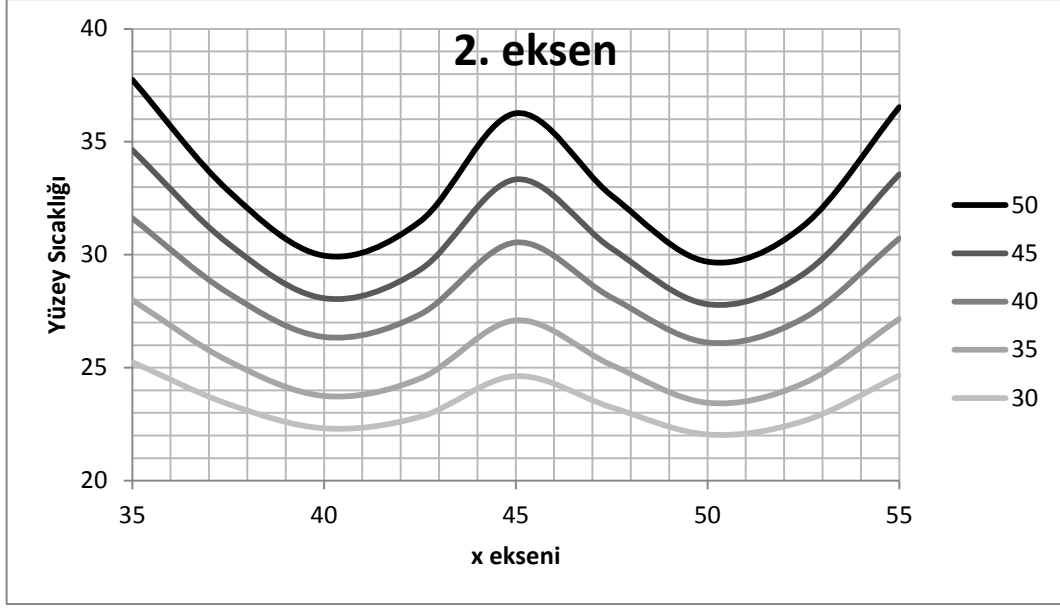


Şekil 4.33: Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği

Şekil 4.33' de panelden elde edilen ısı akısının panel yüzey sıcaklığına bağlı grafiği verilmiştir. Burada, x ekseninde panel yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki fark gösterilirken y ekseninde ısı akısı verilmiştir. Bu grafiğin eğimi panel yüzeyi ile oda arasındaki toplam ısı transfer katsayısını vermektedir. EN 1264'e göre bu katsayı 8 W/m² olarak verilmiştir. Yapılan deneyde ise bu değer 8 W/m² olarak tespit edilmiştir. Bu değer kabul edilebilir sınırlar içerisinde.



Şekil 4.34: 1. eksen yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 4.35: 2. eksen yüzey sıcaklık dağılımı

Şekil 4.34 ve 4.35’ de 5 farklı sıcaklıkta (30 °C, 35 °C, 40 °C, 45 °C ve 50 °C) ve 2 farklı ekseninde sıcaklık dağılımı verilmiştir. -x ekseninde panel sol alt noktası orjin (0,0) olarak kabul edildiğinde x eksenindeki mesafedir.

Deney 2 Sonuçları (Dış hava= 0 °C)

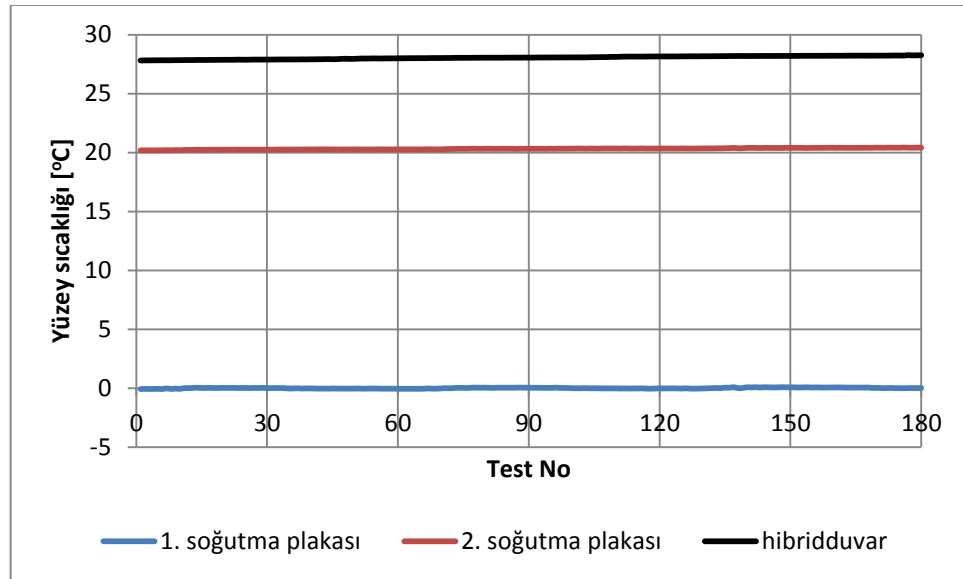
Çizelge 4.9 Test sonuçları 1. Kanal

Test Sonuçları							
Test Numarası			6	7	8	9	10
Test Tarihi			21 Nisan	21 Nisan	26 Nisan	26 Nisan	27 Nisan
Test Saati			13:28	14:44	15:59	13:30	15:00
1. plaka yüzey sıcaklıkları	101 (75,75)	T ₁₀₁	-0.06	0.17	0.36	0.38	0.12
	102 (75,25)	T ₁₀₂	0.11	0.32	0.51	0.57	0.31
	103 (25,75)	T ₁₀₃	-1.06	-0.72	-0.55	-0.64	-0.81
	104 (25,25)	T ₁₀₄	-0.57	-0.29	-0.10	-0.04	-0.25
	105 (50,50)	T ₁₀₅	-0.52	-0.34	-0.17	0.07	-0.19
2. plaka yüzey sıcaklıkları	106 (75,75)	T ₁₀₆	20.30	20.61	20.19	20.14	20.54
	107 (75,25)	T ₁₀₇	20.40	20.76	20.41	20.31	20.70
	108 (25,75)	T ₁₀₈	19.72	19.94	20.38	20.13	20.42
	109 (25,25)	T ₁₀₉	19.86	20.13	20.62	20.50	20.85
	110 (50,50)	T ₁₁₀	19.75	19.99	20.47	20.34	20.65
Ortam Hava Sıcaklığı	111 (25.50)	T ₁₁₁	20.19	20.52	20.68	20.87	20.15
	112 (75.50)	T ₁₁₂	20.14	20.48	20.75	20.93	20.17

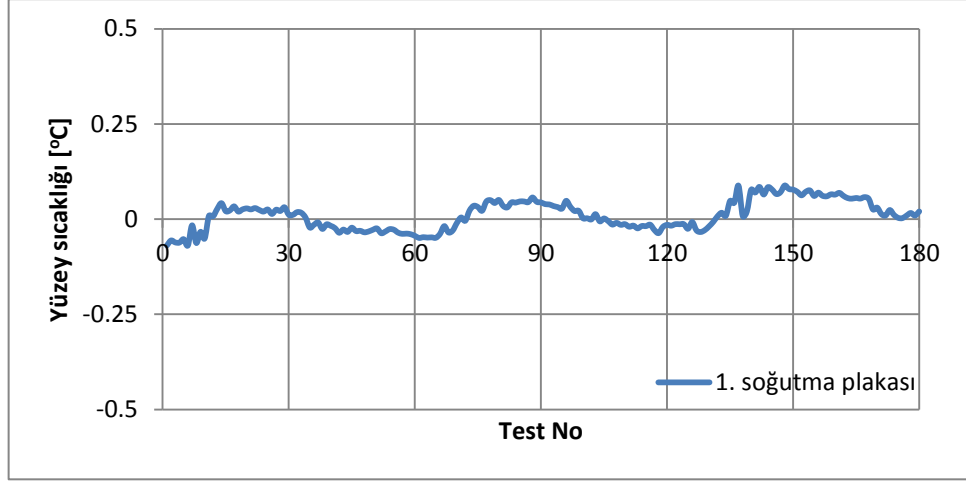
Aynı deney dış hava sıcaklığı 0 °C için tekrar edilmiştir. Bölüm 5'te yapılan iki deney doğrulama amacıyla sayısal çalışmalarda yapılan analizler ile karşılaştırılacaktır. Yapılacak deneysel doğrulama sonrasında analizlere sayısal analizler üzerinden devam edilecektir.

Çizelge 4.10 Test sonuçları 2. kanal

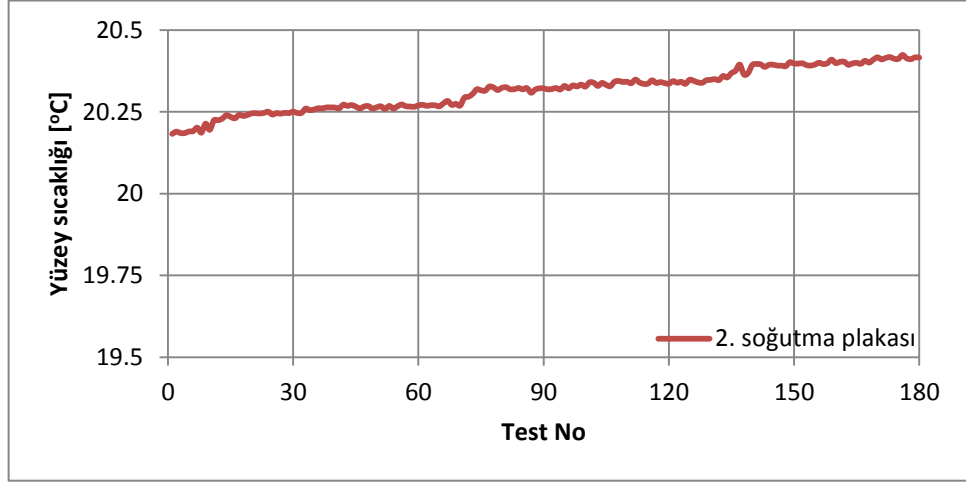
Numune yüzey sıcaklıkları 1. eksen	201 (35,75)	T ₂₀₁	26.09	28.73	31.75	35.37	38.10
	202 (37.5,75)	T ₂₀₂	23.64	25.05	27.06	30.14	31.72
	203 (40,75)	T ₂₀₃	22.93	24.04	25.78	28.70	29.96
	204 (42.5,75)	T ₂₀₄	23.92	25.44	27.53	30.66	32.35
	205 (45,75)	T ₂₀₅	25.61	27.91	30.65	34.12	36.60
	206 (47.5,75)	T ₂₀₆	23.91	25.36	27.38	30.48	32.10
	207 (50,75)	T ₂₀₇	23.12	24.27	26.05	29.02	30.34
	208 (52.5,75)	T ₂₀₈	24.30	25.98	28.21	31.49	33.34
	209 (55,75)	T ₂₀₉	25.49	27.79	30.55	34.14	36.65
Numune yüzey sıcaklıkları 2. eksen	210 (35,25)	T ₂₁₀	25.83	28.43	31.41	35.08	37.81
	211 (37.5,25)	T ₂₁₁	23.79	25.42	27.58	30.76	32.55
	212 (40,25)	T ₂₁₂	22.63	23.73	25.43	28.32	29.56
	213 (42.5, 25)	T ₂₁₃	23.18	24.57	26.51	29.61	31.14
	214 (45,25)	T ₂₁₄	25.12	27.42	30.15	33.71	36.19
	215 (47.5,25)	T ₂₁₅	23.64	25.24	27.37	30.58	32.34
	216 (50,25)	T ₂₁₆	22.35	23.41	25.09	28.04	29.23
	217 (52.5,25)	T ₂₁₇	22.99	24.34	26.26	29.38	30.86
	218 (55,25)	T ₂₁₈	25.14	27.47	30.23	33.88	36.39



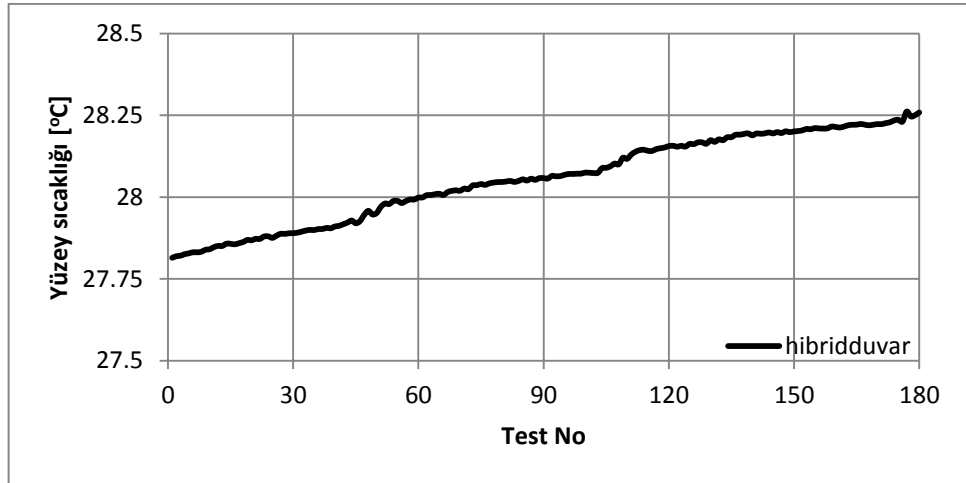
Şekil 4.36 Kararlılık grafiği 1 ($T_w=40$)



Şekil 4.37 Kararlılık grafiği 2 ($T_w=40$)



Şekil 4.38 Kararlılık grafiği 3 ($T_w=40$)



Şekil 4.39 Kararlılık grafiği 4 ($T_w=40$)

Çizelge 4.11 Test sonuçları 3. Kanal

Su Sıcaklıkları [°C]	(301) 1.plaka gidiş	T_{301}	-1.68	-1.08	-1.05	-1.66	-1.65
	(302) 1.plaka dönüş	T_{302}	-1.07	-0.35	-0.48	-1.08	-1.02
	(303) Numune gidiş	T_{303}	30.76	35.36	40.00	44.48	49.04
	(304) Numune dönüş	T_{304}	29.56	33.50	37.47	41.14	44.96
	(305) 2.plaka gidiş	T_{305}	18.51	18.55	18.58	18.54	18.57
	(306) 2.plaka dönüş	T_{306}	19.30	19.44	19.66	19.96	20.13
Su Debileri [l/dk]	(320) Numune	ϑ_{numune}	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54
	(321) 1.plaka	ϑ_{plaka1}	0.60	0.61	0.61	0.60	0.60
	(322) 2.plaka	ϑ_{plaka2}	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92

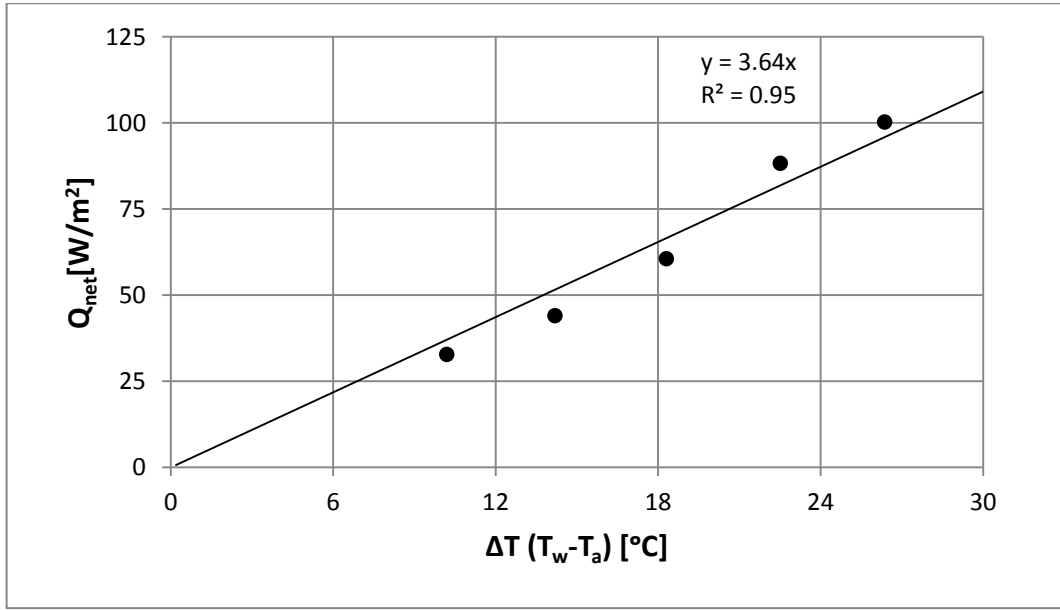
Çizelge 4.12 Kullanılan Akışkanları Termofiziksel Özellikleri

Yoğunluk [kg/m ³]	1.plaka gidiş	$\rho_{gidiş_plaka1}$	1026.65	1026.66	1026.66	1026.65	1026.65
	1.plaka dönüş	$\rho_{dönüş_plaka2}$	1026.67	1026.67	1026.67	1026.67	1026.67
	Numune gidiş	$\rho_{gidiş_numune}$	995.46	993.97	992.25	990.39	988.29
	Numune dönüş	$\rho_{dönüş_numune}$	995.82	994.60	993.22	991.80	990.18
	2.plaka gidiş	$\rho_{gidiş_plaka2}$	998.40	998.40	998.39	998.40	998.40
	2.plaka dönüş	$\rho_{dönüş_plaka3}$	998.26	998.24	998.19	998.14	998.10
Özgül Isı [J/kgK]	1.plaka gidiş	$cp_{gidiş_plaka1}$	3.86	3.86	3.86	3.86	3.86
	1.plaka dönüş	$cp_{dönüş_plaka2}$	3.86	3.86	3.86	3.86	3.86
	Numune gidiş	$cp_{gidiş_numune}$	4.15	4.15	4.15	4.15	4.15
	Numune dönüş	$cp_{dönüş_numune}$	4.15	4.15	4.15	4.15	4.15
	2.plaka gidiş	$cp_{gidiş_plaka2}$	4.17	4.17	4.17	4.17	4.17
	2.plaka dönüş	$cp_{dönüş_plaka3}$	4.17	4.17	4.17	4.17	4.17

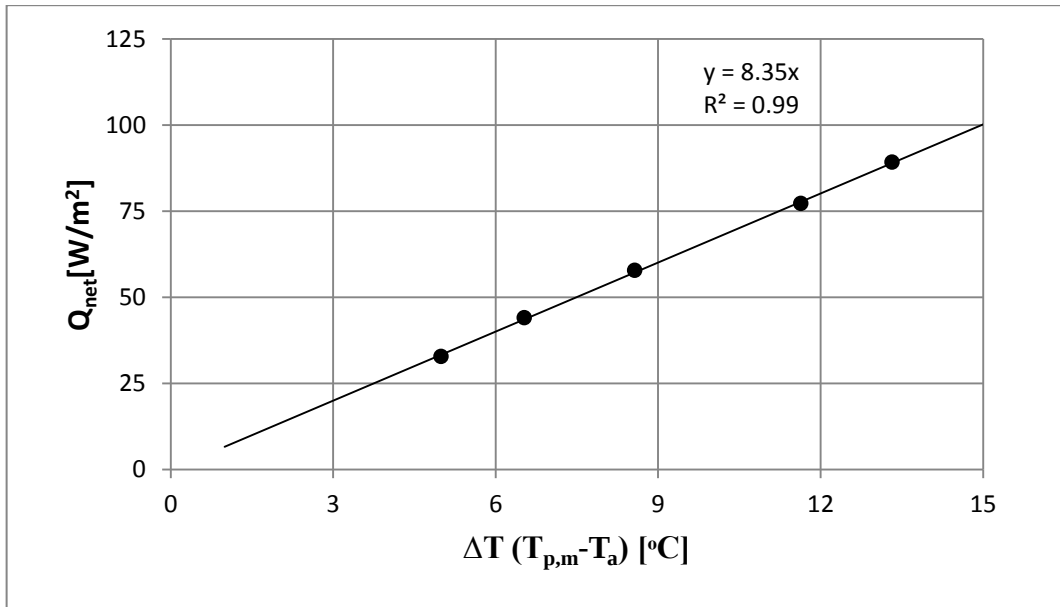
Çizelge 4.13 Test sonuçlarına göre hesaplamalar

Test Sonuçlarına Göre Hesaplamalar						
Test Numarası		6	7	8	9	10
Ort._1.plaka Yüzey Sıcaklığı [°C]	T_{p1}	-0.44	-0.20	-0.02	0.07	-0.17
Ort._2.plaka YüzeySıcaklığı [°C]	T_{p2}	19.96	20.24	20.42	20.29	20.64
Ort._numune Yüzey Sıcaklığı [°C]	$T_{p,m}$	23.90	25.52	27.69	30.89	32.67
Ort._ortam Sıcaklığı [°C]	T_a	20.17	20.50	20.71	20.90	20.16
Ort._1.plaka Su Sıcaklığı [°C]	T_{w1}	-3.87	-3.37	-3.28	-3.79	-3.83
Ort._2.plaka Su Sıcaklığı [°C]	T_{w2}	18.91	18.99	19.12	19.25	19.35
Ort._numune Su Sıcaklığı [°C]	T_w	30.16	34.43	38.73	42.81	47.00
Suyun Sıcaklık Farkı_1.plaka [°C]	ΔT_{w1}	-1.61	-1.43	-1.53	-1.75	-1.63
Suyun Sıcaklık Farkı_2.plaka [°C]	ΔT_{w2}	-0.79	-0.89	-1.08	-1.41	-1.57
Suyun Sıcaklık Farkı_numune [°C]	ΔT_w	1.21	1.86	2.54	3.33	4.08
Yüzeyden Havaya Isı Transferi	Q_{net}	32.80	44.07	60.55	88.30	100.32
Yüzey - hava sıcaklığı [°C]	ΔT_p	3.73	5.29	7.27	10.60	12.04
Su – hava sıcaklığı [°C]	ΔT_s	10.20	14.19	18.31	22.52	26.37

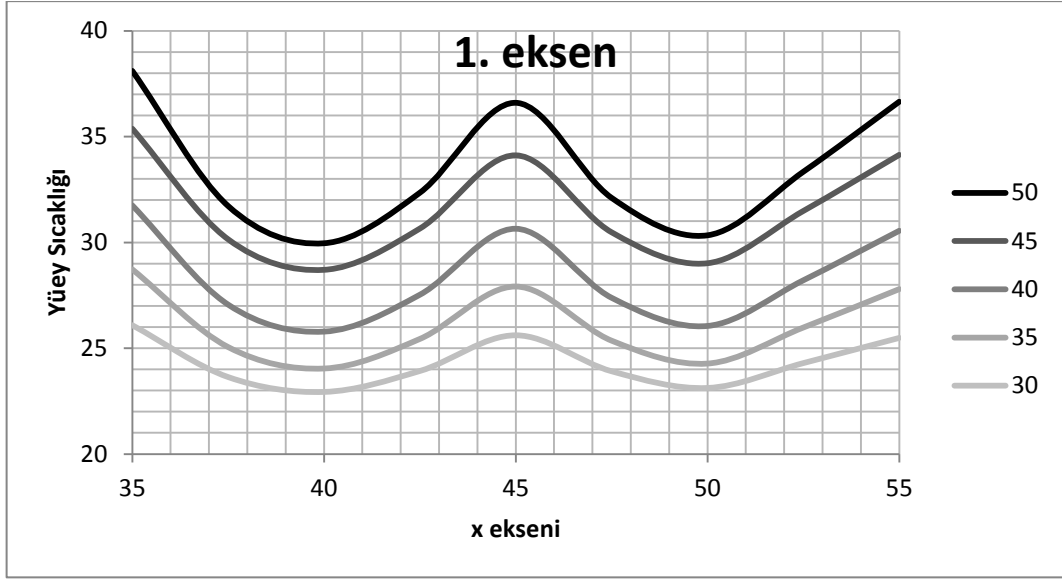
Şekil 4.36, Şekil 4.37, Şekil 4.38, ve Şekil 4.39' da 1. deneyde olduğu gibi ve deneysel yöntemde açıklandığı üzere her bir su sıcaklığı için ölçümlerin kararlı halde alındığını gösteren grafikler verilmiştir. Bu grafiklerden de görüldüğü üzere 3 saatlik deneyler boyunca sistem kararlı koşullardadır.



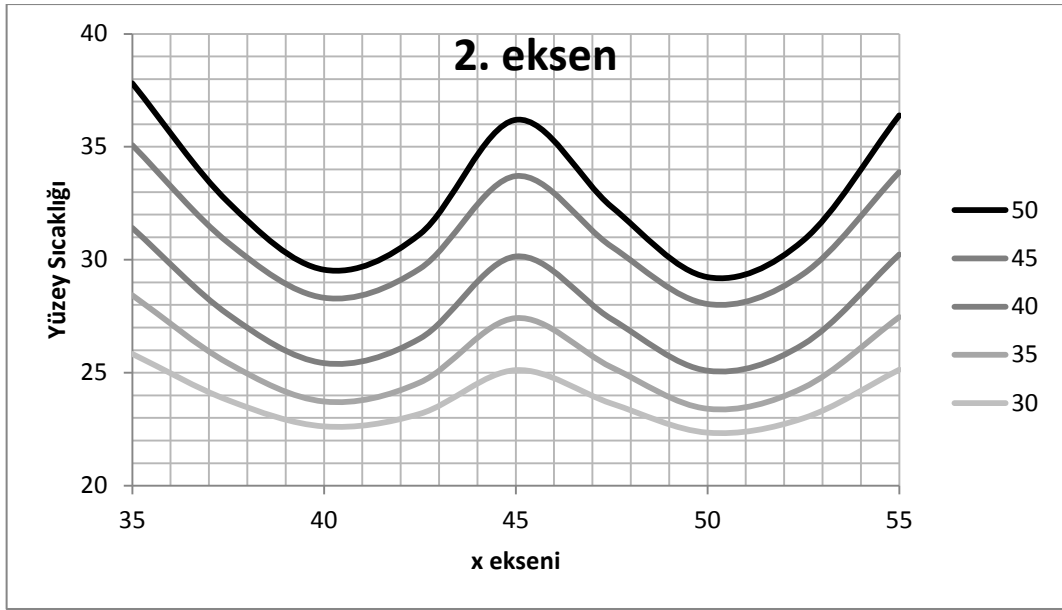
Şekil 4.40 Su sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği



Şekil 4.41: Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği



Şekil 4.42: 1.eksen yüzey sıcaklık dağılımı



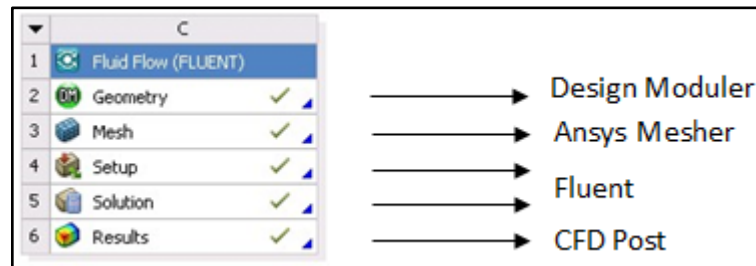
Şekil 4.43: 2.eksen yüzey sıcaklık dağılımı

SAYISAL ÇÖZÜM**5.1 Sayısal Çalışmalara Giriş**

Tez kapsamında tasarlanan hibrid duvar yapısını Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile modelleyerek ısı performansını belirlemek, panel yüzeyinde homojen bir dağılım elde etmek ve çıkarılan maliyetler ışığında bir optimum panel modeli oluşturmak amaçlanmaktadır.

Projede duvardan ısıtma yapacak hibrid duvar panelleri tasarlanırken inşaat ve yapı sektöründe mevcut uygulanan yöntemler dikkate alınmıştır. Ayrıca farklı iklim bölgelerinde yapılacak uygulamalar dikkate alındığında farklı boru aralığındaki panel modellerinin performanslarının belirlenmesi ve optimum maliyet ve performanstaki bir modelin tespit edilmesi önem arz etmektedir.

Yapılan sayısal çalışmaların çözümünde Ansys Workbench 15 programı kullanılmıştır. Çizimler Design moduler, hacimlere ayırma işlemi Mesh programı ile problemlerin çözümü için Fluent programı, sonuçların değerlendirilmesinde CFD post programı kullanılmıştır. Kullanılan tüm bu programlar Ansys 15 programı içerisinde yer almaktadır.



Şekil 5.1 Çözüm şematığı

Panellerin ısı performansının belirlenmesi çalışması kapsamında ısı transferinin z ekseninde az miktarda gerçekleştiğinin kabulü yapılarak zamandan tasarruf sağlamak amacıyla model üstten görünüş olarak 2D analiz edilecektir. Yapılan analizler deneysel çalışmalar ile doğrulanacaktır.

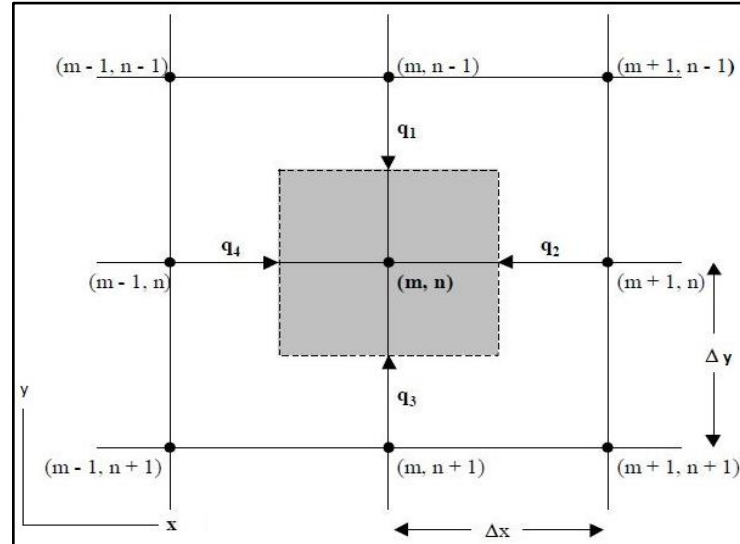
5.2 Model Geliştirme

5.2.1 Yönetici Fonksiyonlar

Hibrid duvar panelindeki ısı transferi Kartezyen koordinat sistemi kullanılarak iki boyutlu (2D) kesit halinde ortaya konmuştur. Boru içerisindeki suyun akışı ihmal edildiğinde panel içerisindeki ısı transferinin 2D çözülmesi makul görülmüştür. Zamana bağlı 2D ısı iletimi denklemi aşağıda belirtilmiştir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.1)$$

Bu denklem sonlu fark yöntemi kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Sonlu fark hücrelerinin x-y kartezyen koordinat düzlemindeki tipik geometrisi ve gösterimi Şekil 5.2' de gösterilmektedir.



Şekil 5.2 Sonlu eleman hücre geometrisi

Düğüm denklemleri, düğüm merkezli enerji dengesi yaklaşımı kullanılarak formüle edilmiştir. Nihai sonlu fark denkleminin genel formu şu şekildedir:

$$\sum_{i=1}^4 q_i^{(t-\Delta t)} A = V \rho c_p \left(\frac{T_{(m,n)}^t - T_{(m,n)}^{(t-\Delta t)}}{\Delta t} \right) \quad (5.2)$$

Burada; $q_i^{(t+\Delta t)}$ bir önceki zaman adımında 'i' hücre yüzeyinden olan ısı akısı, A birim derinlik için hücre yüzey alanı, V hücre hacmi, ρ hücre malzemesinin yoğunluğu, c_p hücre malzemesinin özgül ısı kapasitesi, $T_{(m,n)}^t$ mevcut zaman adımındaki düğüm sıcaklığı, $T_{(m,n)}^{(t-\Delta t)}$ bir önceki zaman adımındaki düğüm sıcaklığı ve Δt zaman adımıdır. Belli bir zaman adımında düğüm noktası (m, n) için iletim ısı akısı, Fourier Yasası ile ayrıştırılarak şu formda gösterilebilir.

$$q_{i \rightarrow (m,n)}'' = k \frac{(T_i - T_{(m,n)})}{l} \quad (5.3)$$

Burada alt indis i komşu düğümü ifade ederken (1'den 4'e), k düğüm i ve (m,n) arasındaki malzemeler için ortalama ısı iletim katsayısı, l de düğüm i ve (m,n) arasındaki mesafedir. Zaman adımının boyutu, kararlılığı sürdürme ihtiyacı ile sınırlıdır.

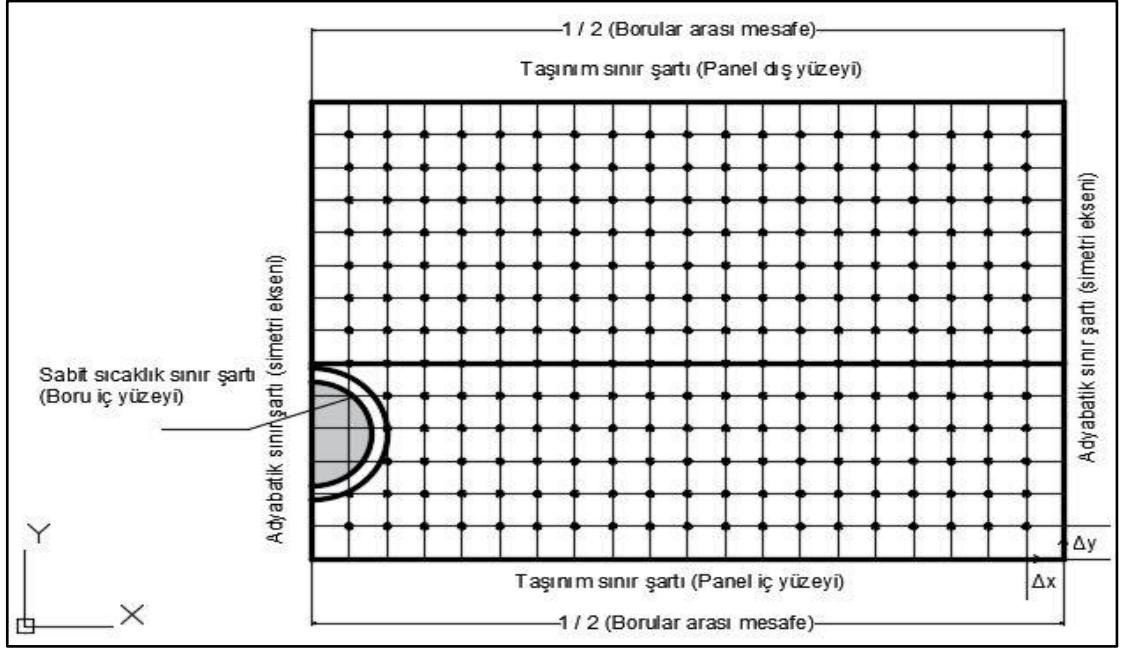
5.2.2 Sonlu Fark Örgüsü

Modelde kullanılan sonlu fark ızgarası Şekil 5.3' te gösterilmektedir. Sayısal modelde ısı transferinin gerçekleştiği yerlerde daha sık olacak şekilde farkı boyutlarda örgü aralıkları kullanılmıştır; fakat şekilde gösterim kolaylığı olması açısından eşit örgü aralığı kullanılmıştır. Simetri ve ardışık borular arasındaki küçük sıcaklık farkları ve kenar etkilerini ihmal edilmesi nedeniyle, Şekil 5.3' te gösterildiği gibi, model alanı boru aralığının yarısına eşdeğer bir genişliğe indirgenmiştir. Z yönünde, hibrid duvar alt noktası panel iç yüzeyini, üst noktası ise panel dış yüzeyini ifade etmektedir. X yönünde ise, bir borunun merkez çizgisinden ardışık boruya olan mesafenin yarısına karşılık gelen bir mesafeye karşılık gelir.

5.2.3 Sınır Şartları

Model alanının sınırları Şekil 5.3' te gösterildiği gibi ele alınmaktadır. Her sınır düğümündeki sıcaklık, enerji denge denklemi (5.2) ile verilmektedir, burada q_i'' komşu düğümlerden gelen uygun dış akı ve iletken akıyı temsil eder. Şekilde soldaki ve sağdaki sınırlarda simetri çizgileri, tanım olarak sıfır akı koşullarıdır. Boru içine akış verilmemiş

iç yüzeye sabit sıcaklık tanımlanmıştır. Hibrid duvar alt ve üst yüzeyinden ise sırasıyla iç ve dış havaya taşınım ile ısı transferi tanımlanmıştır.



Şekil 5.3 Sonlu fark örgüsü ve sınır koşullarını gösteren model

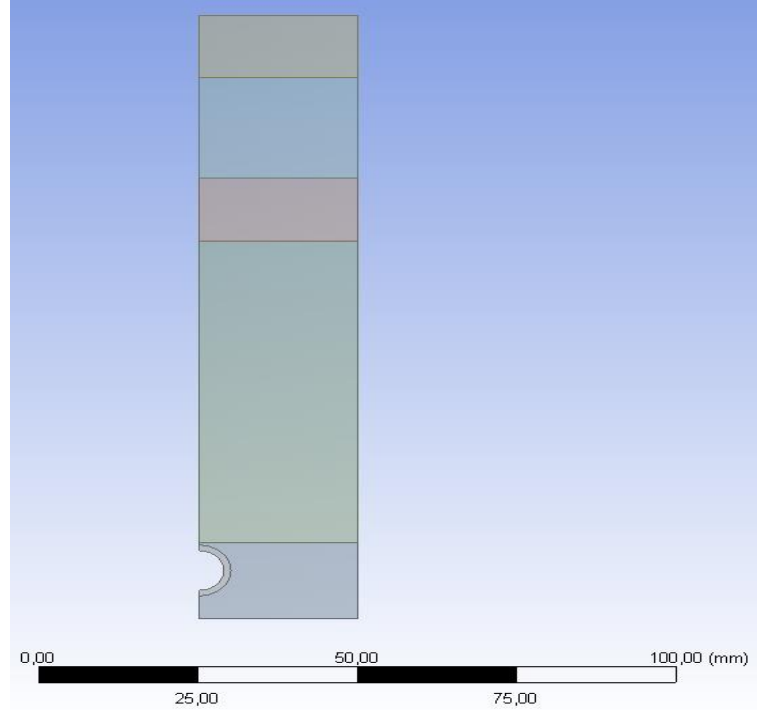
$$q_t'' = h_{iç}(T_a - T_{(m,0)}) \quad (5.4)$$

$$q_t'' = h_{dış}(T_d - T_{(m,\infty)}) \quad (5.5)$$

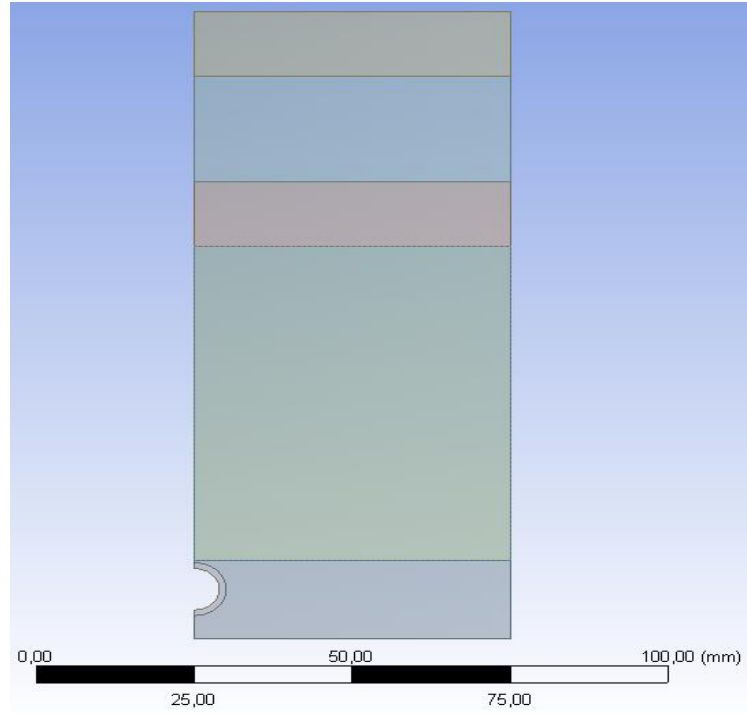
İç ve dış havaya olan taşınım ile ısı transferi denklem 5.4 ve 5.5' ten hesaplanır. Burada; q_t'' taşınım ile ısı akısı, $h_{iç}$, $h_{dış}$ iç ve dış taşınım ile ısı transfer katsayısı, T_a iç oda sıcaklığı ve T_d ise dış hava sıcaklığıdır.

5.3 Geometri

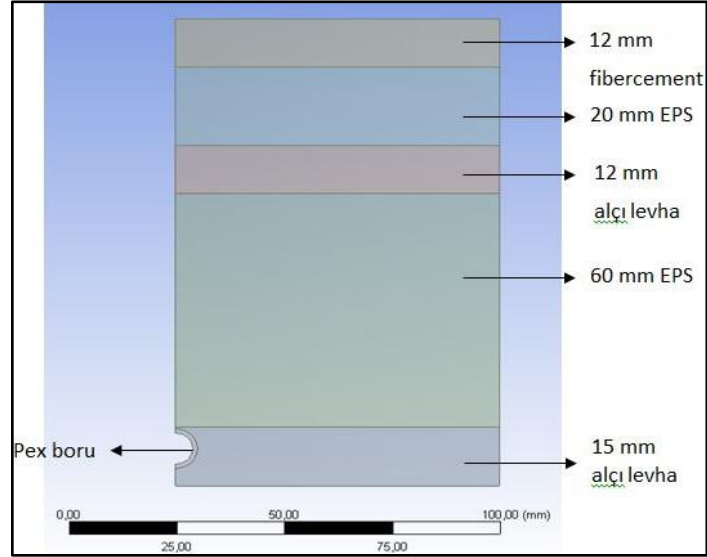
Analiz sonuçlarına dayanarak bir model oluşturmak açısından 3 farklı boru aralığı için analizler yapılmıştır. Bu boru aralıkları firmanın geçmiş projelerinden yararlanarak 50 mm, 100 mm ve 150 mm olarak seçilmiştir. Panel geometrisi üstten görünüş 2D olarak modellenmiştir. Bu çalışma kapsamında, x ekseninde boru merkezi ile iki boru arasındaki orta noktanın sınırladığı geometri analiz edilmiştir. Bu yüzeyler simetrik olduğundan analiz kolaylığı açısından bu şekilde bir kabul yapılmıştır.



Şekil 5.4 50 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi



Şekil 5.5 100 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi



Şekil 5.6 150 mm boru aralıklı hibrid duvar geometrisi

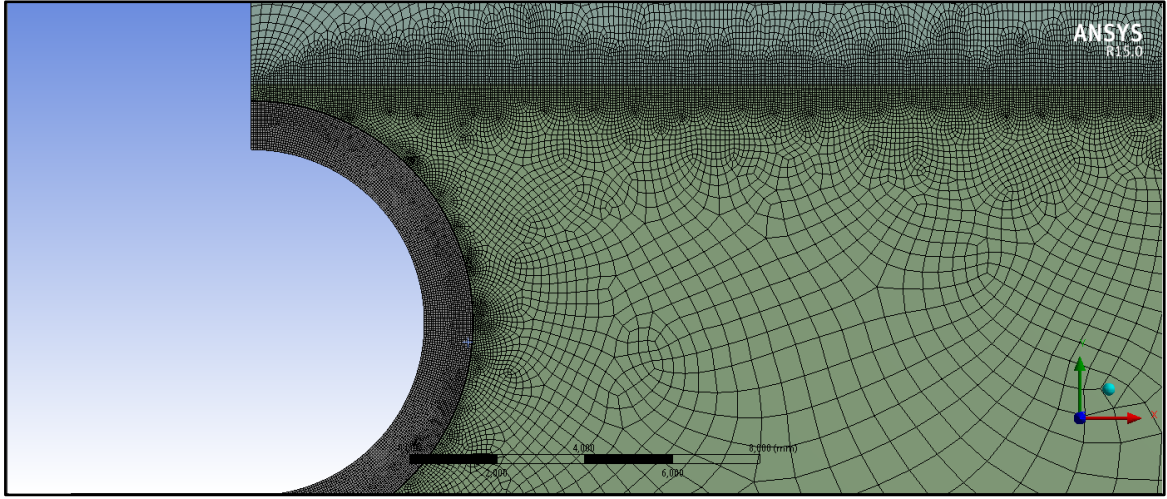
Şekil 5.4, 5.5, 5.6' da görüldüğü gibi hibrid duvar paneli 5 katmandan oluşmaktadır. Alttan yukarıya doğru; ısı üretiminin kaynağı olan 10,1 mm çapında pex-b boruların yer aldığı 15 mm kalınlığındaki alçı levha, 60 mm kalınlığındaki EPS, 12 mm kalınlığında alçı levha, 20 mm kalınlığındaki EPS ve 12 mm kalınlığındaki fibercement plakadan oluşmaktadır.

5.4 Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması

Isı transferinin yoğun olarak gerçekleştiği bölgelerde doğruluğu artırmak amacıyla bu bölgelere 0.05 mm büyüklüğünde kenar boyutlandırması tanımlanmıştır. Boru yüzeyinde ısı transferi yönünde yeterli sayıda eleman oluşturabilmek için hacim boyutlandırması olarak 0.05mm tanımlanmıştır. Isı transferi için kritik bir bölge olan borudan alçıya geçiş bölgesinde inflation oluşturulmuştur.

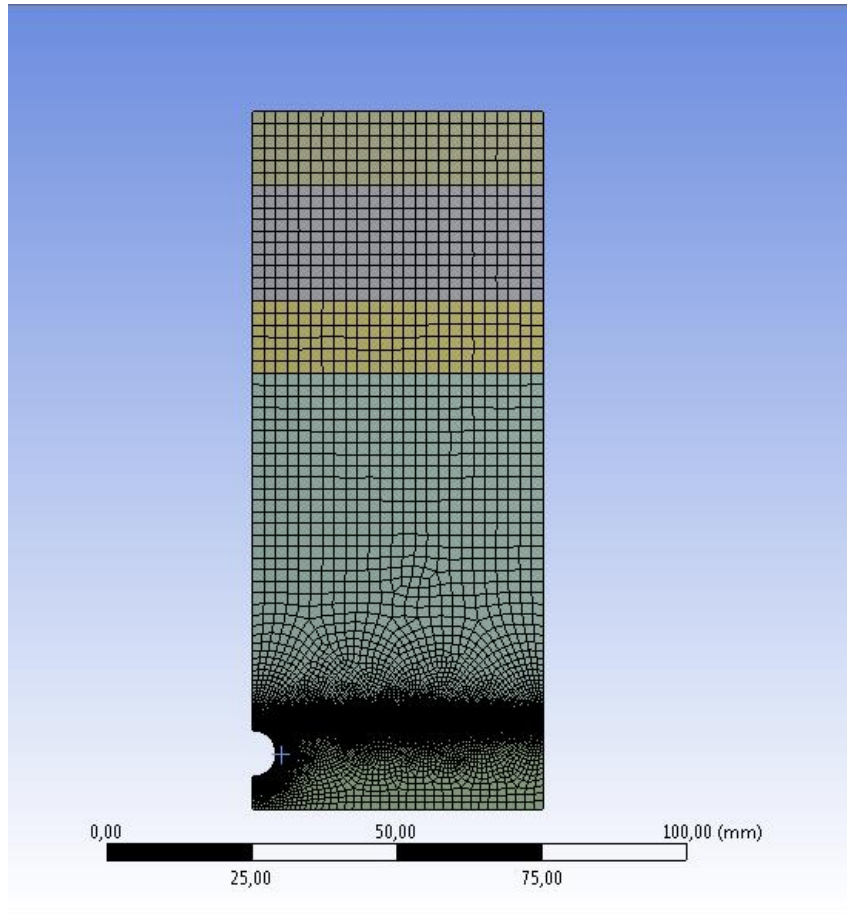
Çizelge 5.1 Advanced Sized Function

Use Advanced Size Fun...	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Span Angle Center	Fine
☐ Curvature Normal A...	12,0 °
☐ Num Cells Across Gap	4
☐ Min Size	0,50 mm
☐ Proximity Min Size	0,50 mm
☐ Max Face Size	2,0 mm
☐ Max Size	2,0 mm
☐ Growth Rate	1,10
Minimum Edge Length	0,40 mm

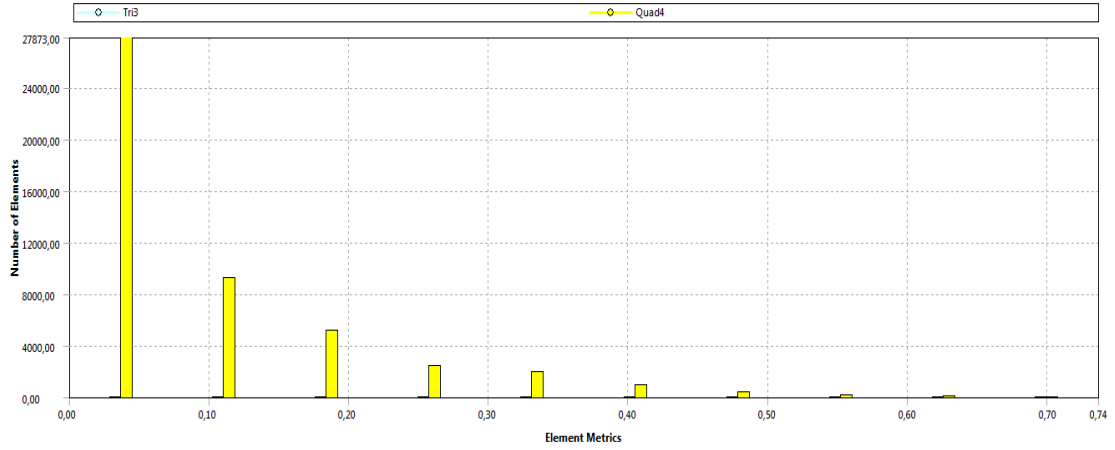


Şekil 5.7 Isı transferinin yoğun olduğu bölgedeki mesh yapısı

Bu tanımlar altında ve Advanced Size Function'ın Çizelge 5.1'deki ayarları ile 48321 eleman oluşturulmuştur. Ortalama skewness değeri yaklaşık olarak 0.095 maksimum skewness değeri ise sadece 8 elemanda olmak üzere 0.76'dır.



Şekil 5.8 Genel mesh yapısı



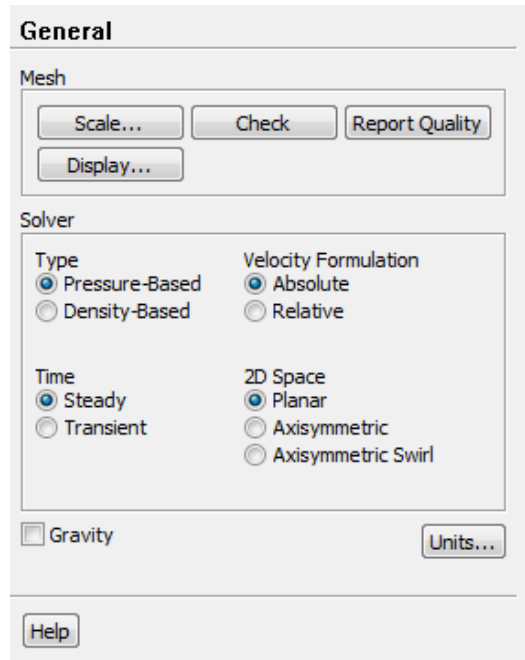
Şekil 5.9 Skewness grafiği

5.5 Sınır Şartları ve Kurulum

Tasarlanan ve sonlu hacimlere ayrılan modelin, Fluent programı ile çözümleri gerçekleştirilecektir. Çözümler için geliştirilen çözüm aşamaları aşağıda sıralanmıştır.

5.5.1 Genel

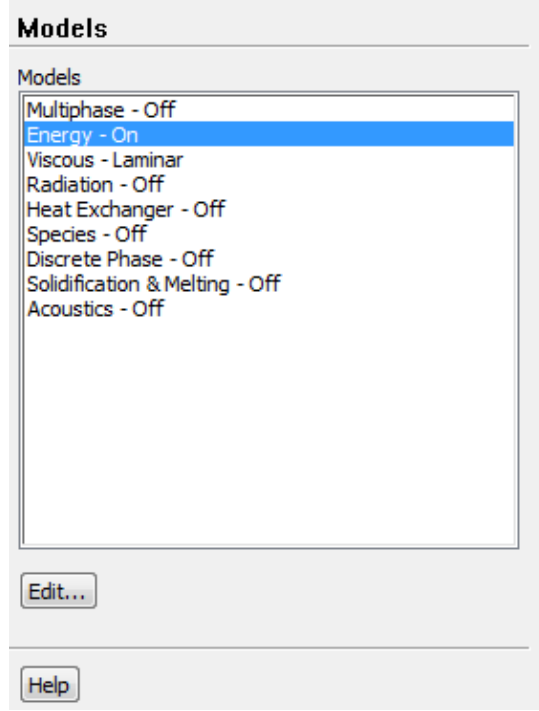
Çözücü tipi olarak Pressure-based modeli seçilmiştir. Çözümler sürekli hal için yapılmıştır. Panel modelinde 2D çalışıldığı için yer çekimi ivmesi verilmemiştir.



Şekil 5.10 Çözüm için genel ayarların yapılması

5.5.2 Model

Panel yüzeylerinden, borudan ve katmanlar arasında ısı transferi olacağı için enerji aktif hale getirilmiştir. 2D çözüm yapıldığı ve panel yüzeyine toplam ısı transfer katsayısı girildiği için radyasyon açılmamıştır. Oda içerisindeki hava akışı da bu analizde çözdürülmemiştir.



Şekil 5.11 Çözüm için genel ayarların yapılması

5.5.3 Malzemelerin tanımlanması

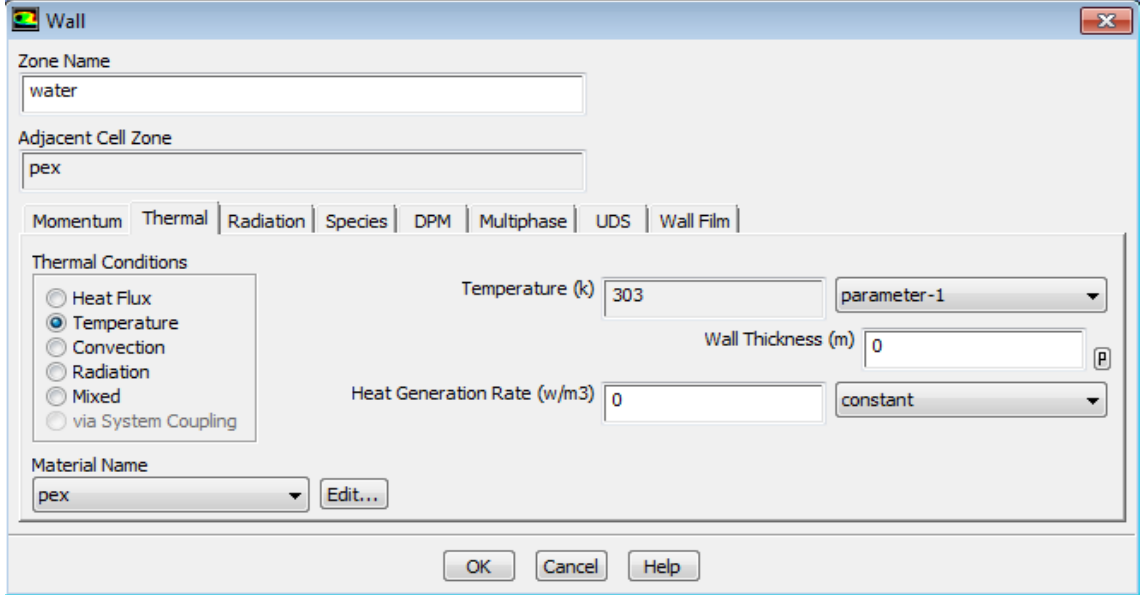
Katı malzeme olarak alçı levha, EPS, fibercement ve pex boru olmak üzere 4 çeşit malzeme özellikleri tanımlanacaktır.

Çizelge 5.2 Çözüm için genel ayarların yapılması

Malzeme	Isıl İletkenlik (W/mK)	Özgül ısı kapasitesi (J/kgK)	Yoğunluk (kg/m ³)
Alçı Levha	0.25	1090	800
EPS	0.039	1500	16
Fibercement	0.2	2100	1350
Aluminyum	237	2024	2700
Pex Boru	0.4	2302	938

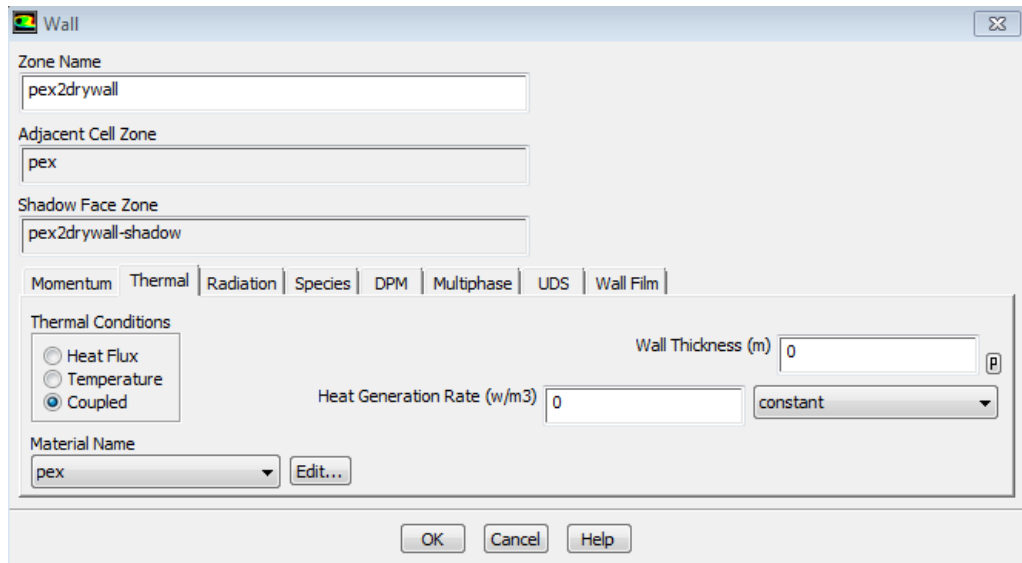
5.5.4 Sınır Koşullarının Girilmesi

Sınır şartı olarak boru içindeki suyun ısı transfer katsayısı yüksek olduğundan ihmal edilmiş ve boru iç yüzeyine su sıcaklığı verilmiştir. Boru iç yüzeyine parametrik olarak 303, 308, 313, 318 ve 323 K sıcaklık verilmiştir.

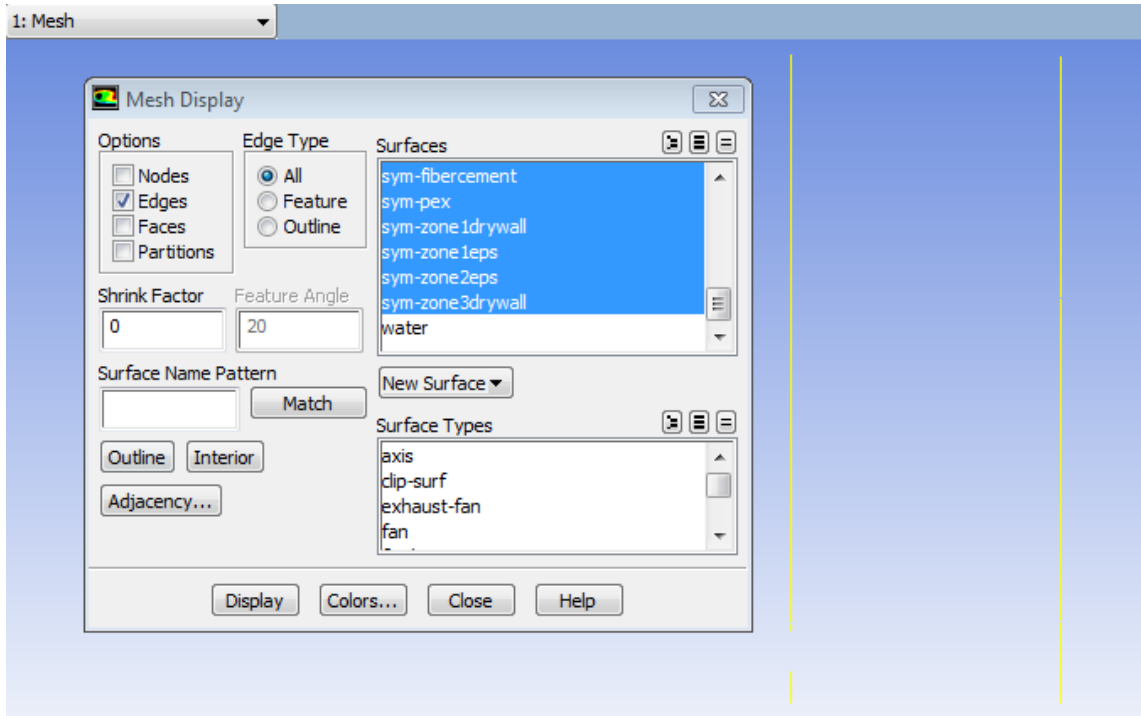


Şekil 5.12 Çözüm için genel ayarların yapılması

Birbiri ile temas halindeki katmanlar coupled wall olarak seçilmiştir. Katmanların y eksenine dik yüzeyleri simetri olarak işaretlenmiştir.

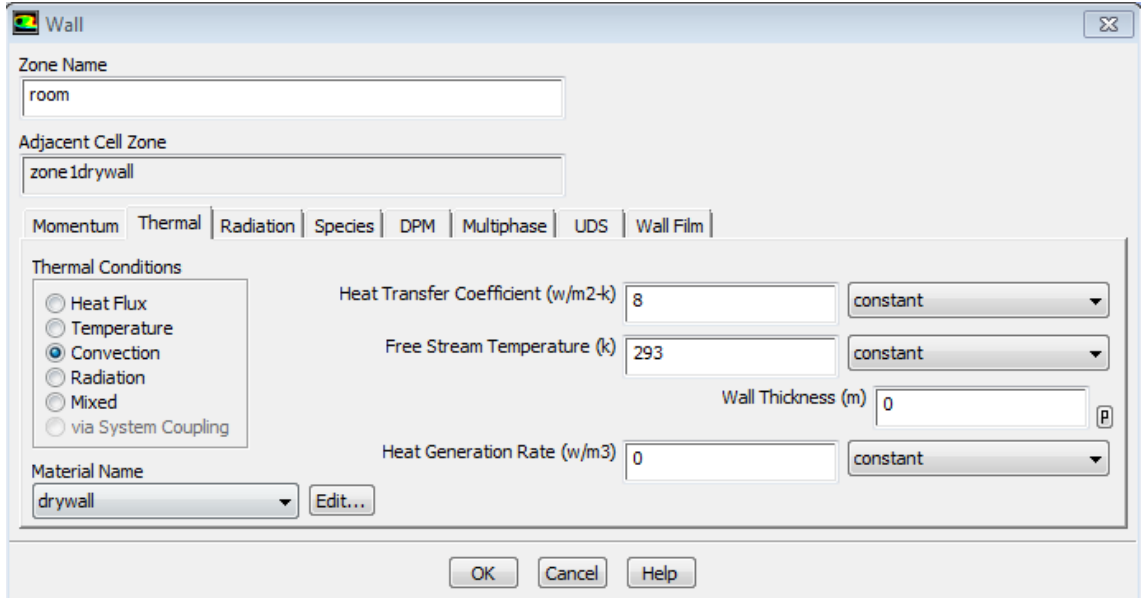


Şekil 5.13 Coupled wall sınır şartının girilmesi



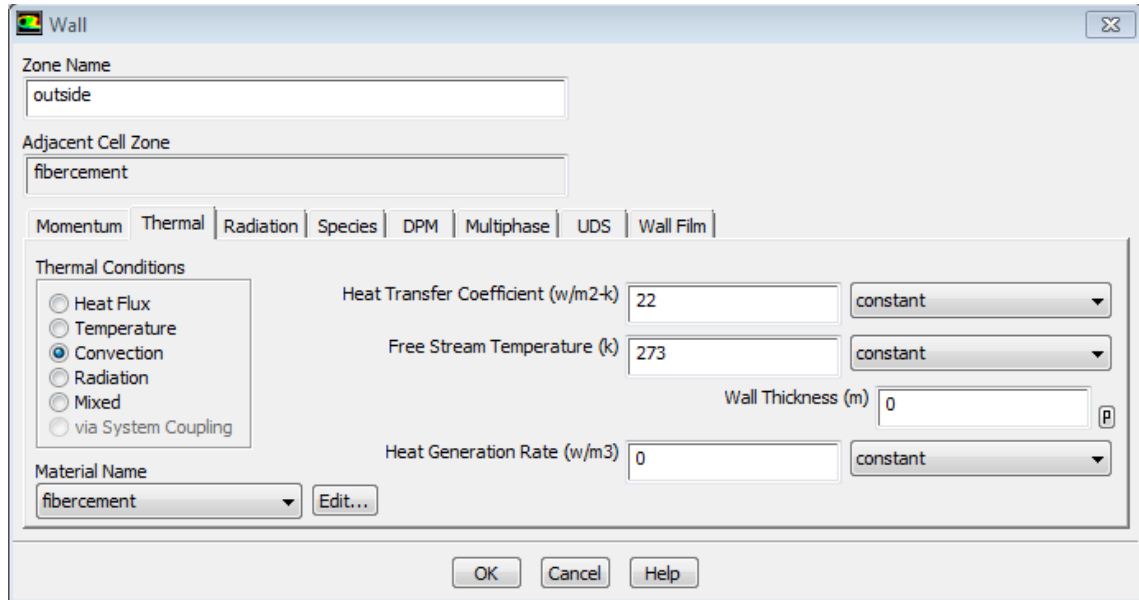
Şekil 5.14 Simetri sınır şartının girilmesi

Alçı levhanın yüzeyinden odaya ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu nedenle alçı levha yüzeyine taşınım tanımlanmıştır. Isı transfer katsayısı olarak ısınım da hesaba katılarak duvardan ısıtma için EN 1264-3 [52]' te belirtilen $8 \text{ W/m}^2\text{K}$ girilmiştir. Malzeme olarak da alçı levha seçilmiştir.



Şekil 5.15 Alçı levha yüzeyindeki sınır şartının girilmesi

Dış cephe malzemesi olan fibercement yüzeyinden dışardaki havaya taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu nedenle fibercement yüzeyinde 0°C sıcaklıktaki dış çevre havasına taşınım sınır şartı girilmiştir. Dış ortama olan ısı transfer katsayısı TS 825'te [1] verildiği üzere $22 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak girilmiştir.



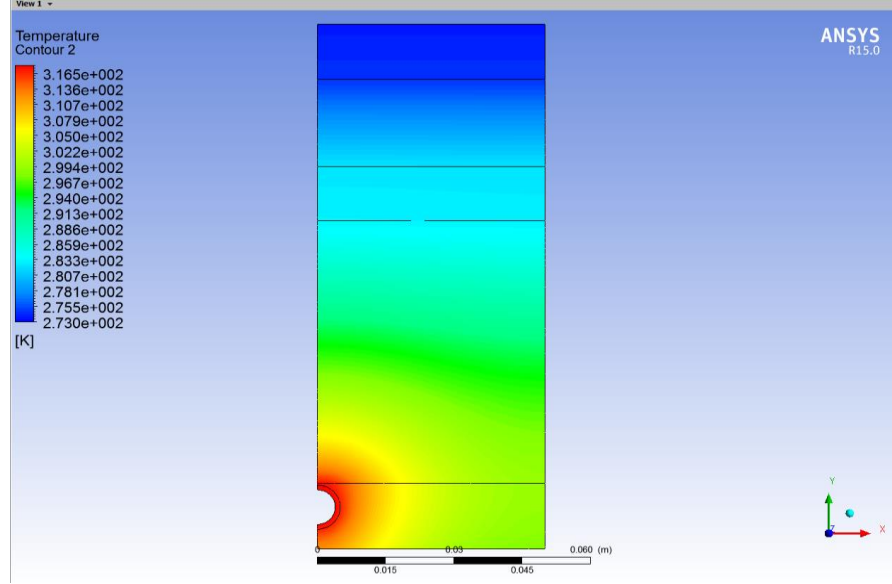
Şekil 5.16 Fibercement yüzeyindeki sınır şartının girilmesi

5.6 Sayısal Analizleri Ön Değerlendirilmesi

Panel üzerindeki sıcaklık kontürü genel olarak Şekil 5.17'de gösterilmiştir. Yapılan analizler sonucunda optimum bir panel modelinin belirlenmesi amaçlanmaktadır. Bu nedenle analiz sonuçlarında oda içerisine olan ısı akışı, dışarı kaçan kayıp ısı akışı, yüzey sıcaklık dağılımı görüntülenecektir. Ayrıca ileriki aşamalarda su sıcaklığını belirleme açısından alçı levha yüzeyinde oluşacak maksimum yüzey sıcaklığı da önem arz etmektedir.

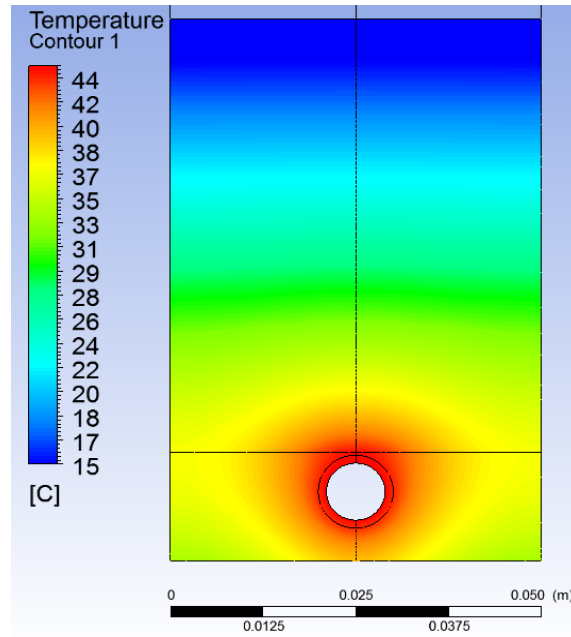
Bu çalışmalar farklı panel geometrileri için deneysel çalışmalar ile doğrulandıktan sonra model sayıları artırılabilecektir. Denenecek parametreler arasında alçı levha ile EPS arasına koyulacak olan alüminyum folyonun etkisi de olacaktır. Alüminyum folyo hem kalınlık hem de genişlik açısından irdelenecektir. Panele döşenecek alüminyum kanatlı olarak da denenecektir. Alüminyum folyonun kanat etkisi yaparak daha homojen bir sıcaklık dağılımı yaratacağı öngörülmektedir. Böylece ısı transferinde artış amaçlanmaktadır.

Ancak öncelikle ilk olarak farklı boru aralıkları için deneysel ve sayısal çalışmalar doğrulacaktır. Bir sonraki aşamada panel maliyetleri çıkarılarak maliyet ile ısı transferi miktarı optimize edilecektir.

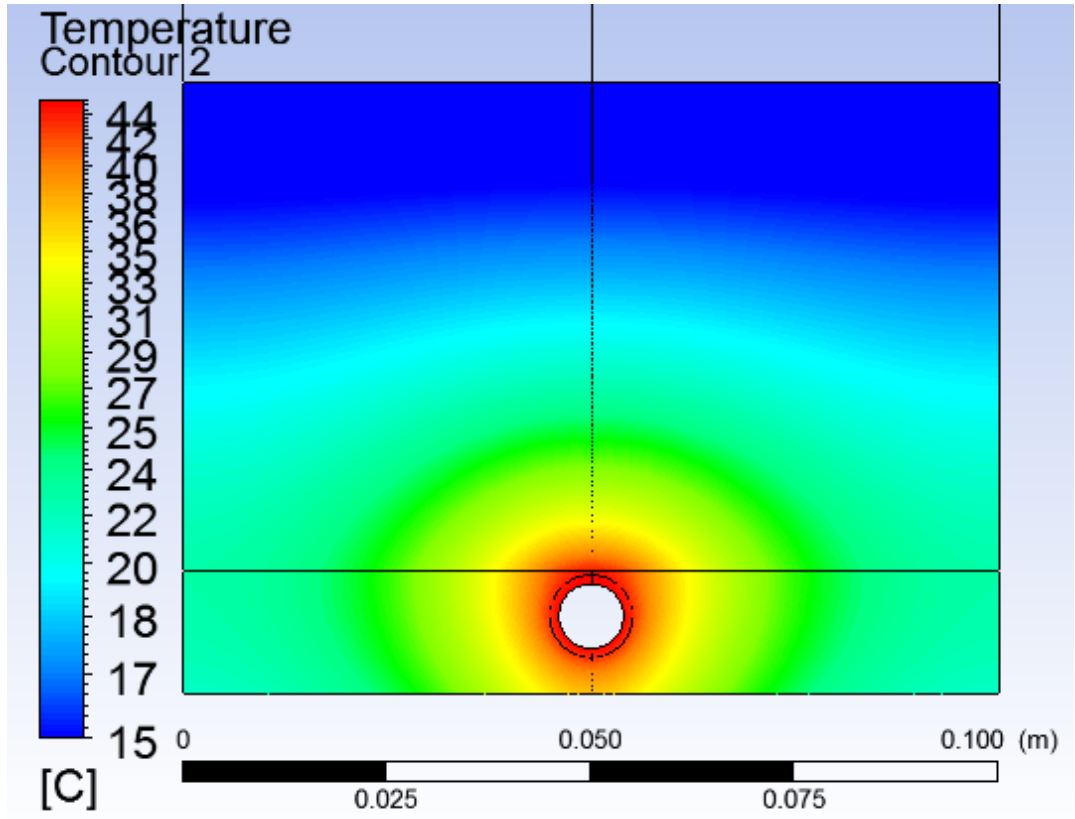


Şekil 5.17 Hibrid duvar panelinin sıcaklık kontürü

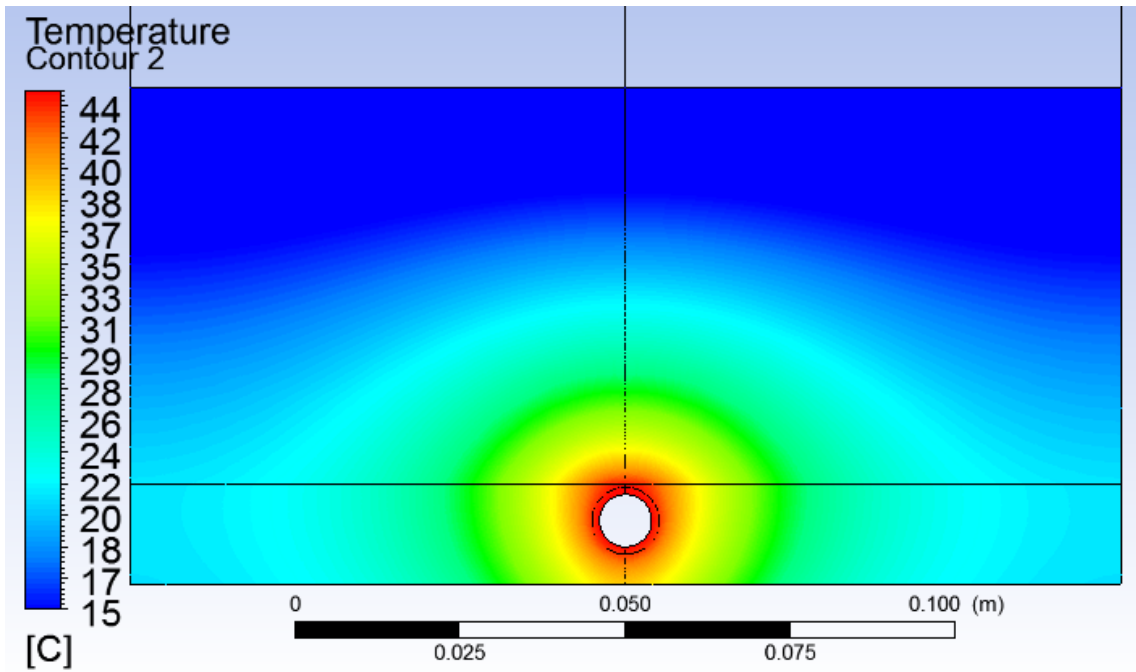
Şekil 5.18, Şekil 5.19, Şekil 5.20’de 45°C su sıcaklığı için paneldeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Aynı su sıcaklığındaki farklı panellerin performansları karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.18 50 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^{\circ}\text{C}$)



Şekil 5.19 100 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^\circ\text{C}$)

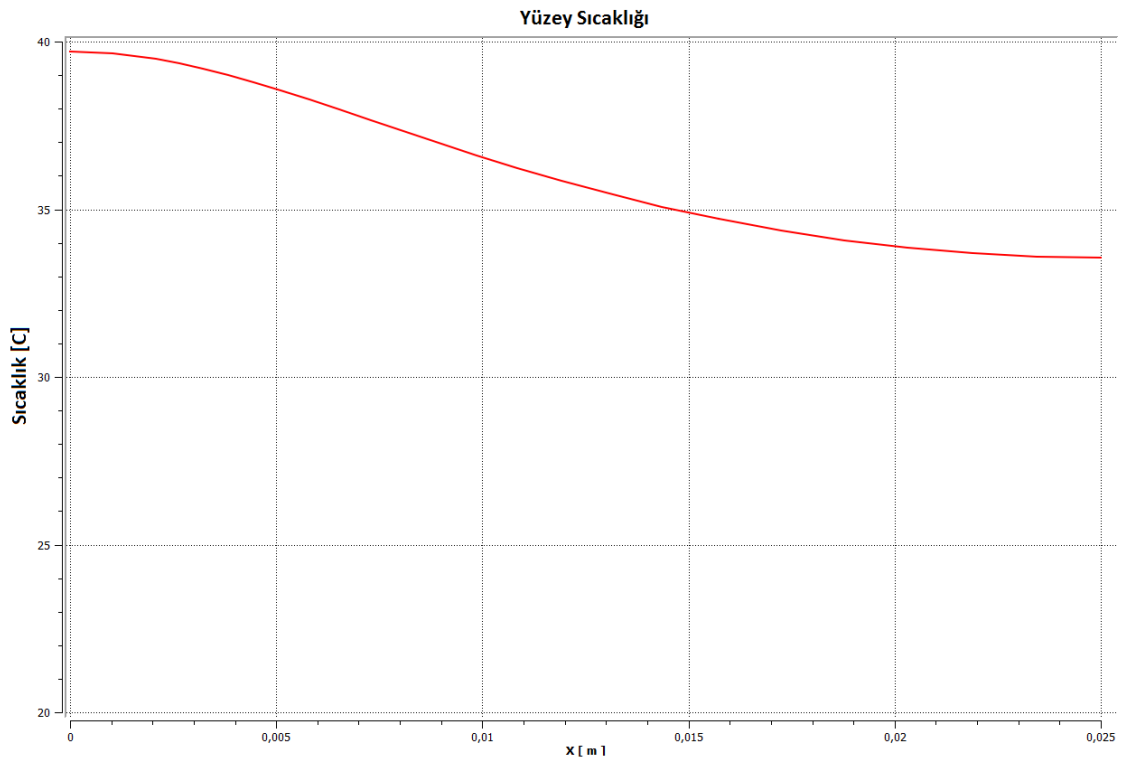


Şekil 5.20 150 mm boru aralıklı panelin sıcaklık kontürü ($T_w=45^\circ\text{C}$)

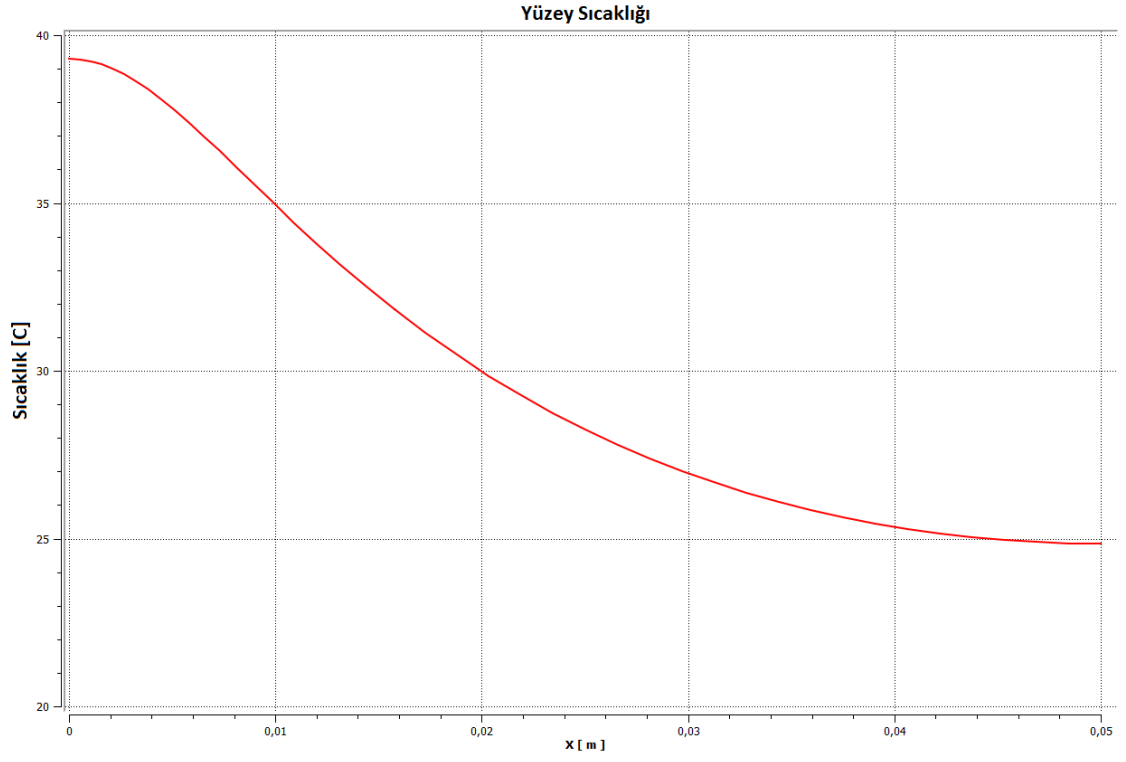
Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20’de sırasıyla 50, 100 ve 150 mm boru aralığındaki hibrid duvar panelleri karşılaştırılmıştır. Daha ayrıntılı görüntüleyebilmek açısından pex boru, alçı levha ve 6 cm kalınlığındaki EPS görüntülenmiştir. Analiz sonuçlarında görülmektedir ki borular arası mesafe azaldıkça ısı performans artmaktadır.

Paneller tasarlanırken standart alçı levha işçiliği dikkate alınarak tasarlanmıştır. Alçı levha arkasındaki 6 cm kalınlığındaki EPS’nin kalınlığı bölme duvarlarda kullanılan alüminyum profiller dikkate alınarak seçilmiştir. Bu nedenle optimizasyon çalışması borunun konumu ve alçı levhaya döşenecek alüminyum folyo ile sınırlı kalacaktır.

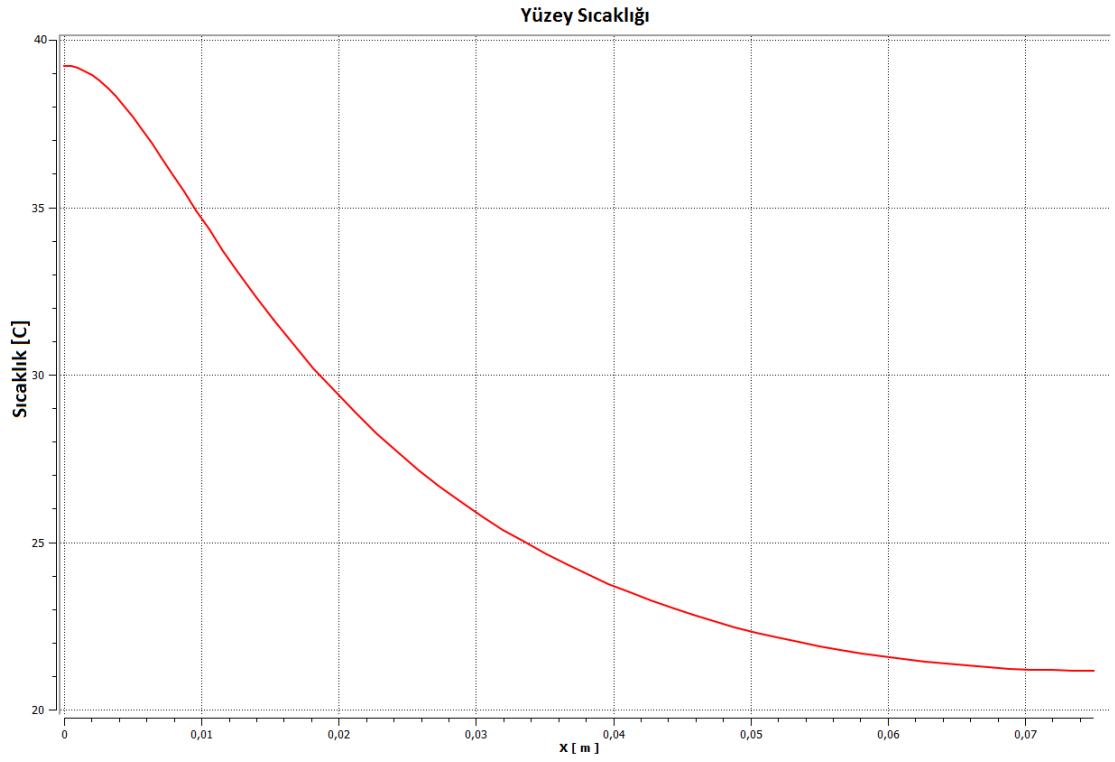
Panel performansları değerlendirirken bir diğer parametre de yüzey sıcaklığındaki sıcaklık dağılımıdır. Sıcaklık kontürleri verilen modellerin alçı levha üzerindeki yüzey sıcaklık dağılımları Şekil 5.21, Şekil 5.22, ve Şekil 5.23’de verilmiştir.



Şekil 5.21 50 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^{\circ}\text{C}$)



Şekil 5.22 100 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^\circ\text{C}$)

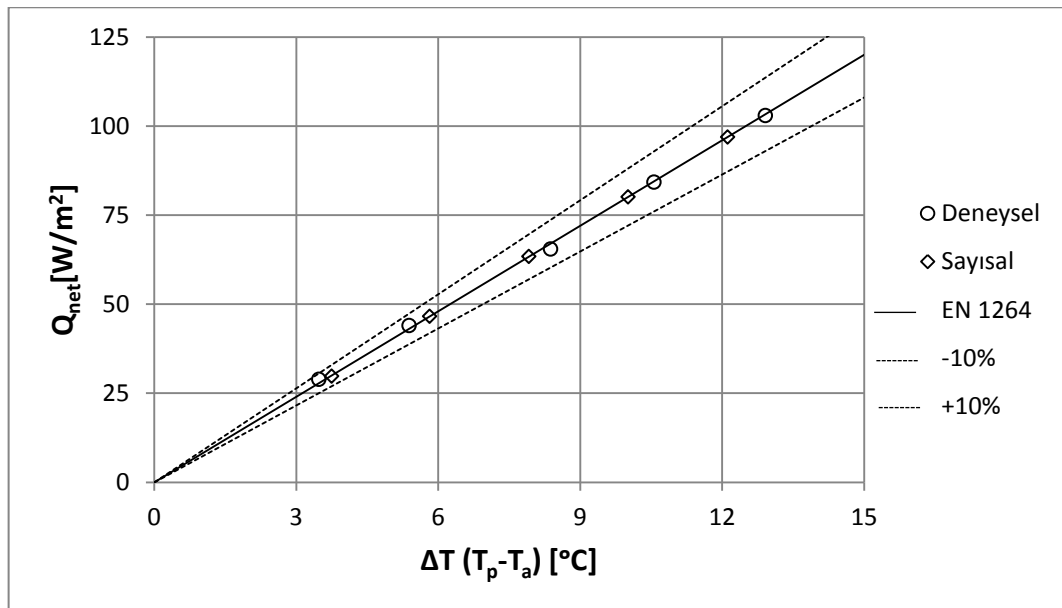


Şekil 5.23 150 mm boru aralıklı panelin yüzey sıcaklık dağılımı ($T_w=45^\circ\text{C}$)

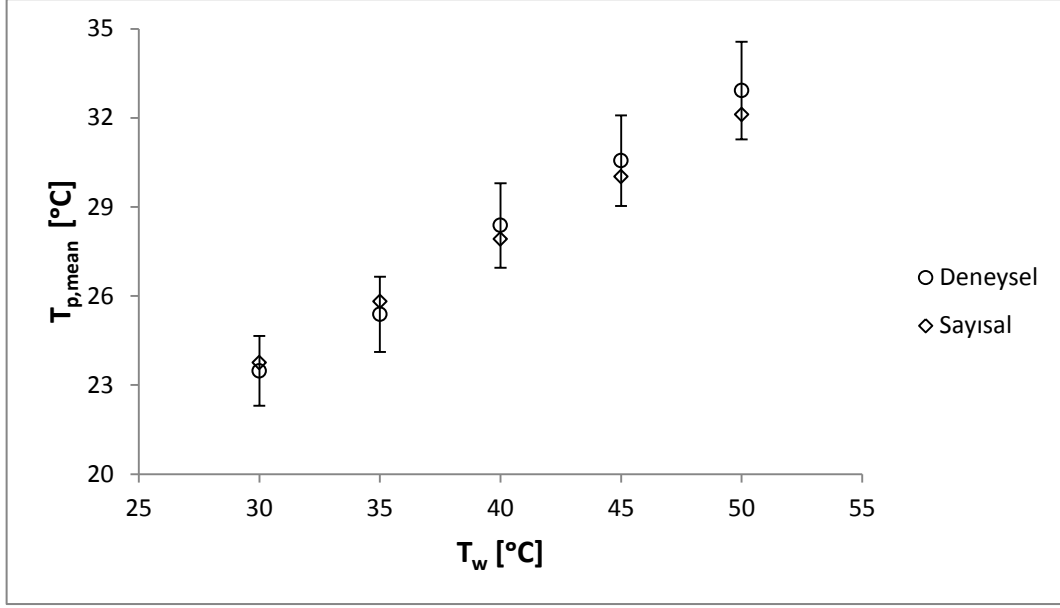
Şekil 5.21, Şekil 5.22, Şekil 5.23’de görüldüğü gibi sabit su sıcaklığındaki (45°C) panellerin maksimum yüzey sıcaklıkları boru eksenı hizasında çıkmaktadır. Bunun sebebi ısı kaynağının yüzeye en yakın olduğı noktanın –y ekseninde borunun merkez eksenı olmasıdır. 3 farklı boru aralığındaki panel modeli karşılaştırıldığında maksimum yüzey sıcaklığının çok farklılık göstermediğı gözlenmektedir. 50 mm boru aralıklı panel modelinde panel yüzey sıcaklığı 33.5 ile 40°C, 100 mm lik modelde 25 ile 40 °C ve 150 mm lik panel modelinde ise 21 ile 40 °C arasında bir eğri çizmektedir. Grafikler borular arasındaki mesafenin azaltılmasının yüzey sıcaklığındaki homojenliğı artırdığını açıkça ortaya koymaktadır. Borular arasındaki mesafenin azaltılması ısı performansına olumlu etki ederken panel içerisindeki boru metrajını, kanal açmak için kullanılan CNC Router’ın çalışma süresinin ve boruların alçı levhaya döşenmesi için gerekli süreyi oldukça artırmaktadır. Bunların her birinin birer maliyet kalemi olduğı düşünülürse kapsamlı bir optimizasyon çalışması yapılmasının gerekliliğı görülmektedir.

5.7 Sayısal Analizlerin Doğrulanması

Bölüm 4’ te değinildiğı üzere sayısal analiz sonuçları deneysel çalışmalar kapsamında yapılan 2 deney ile karşılaştırılarak doğrulanacaktır. Doğrulama ölçütü olarak ısı akısı ve yüzey sıcaklığı kullanılacaktır.

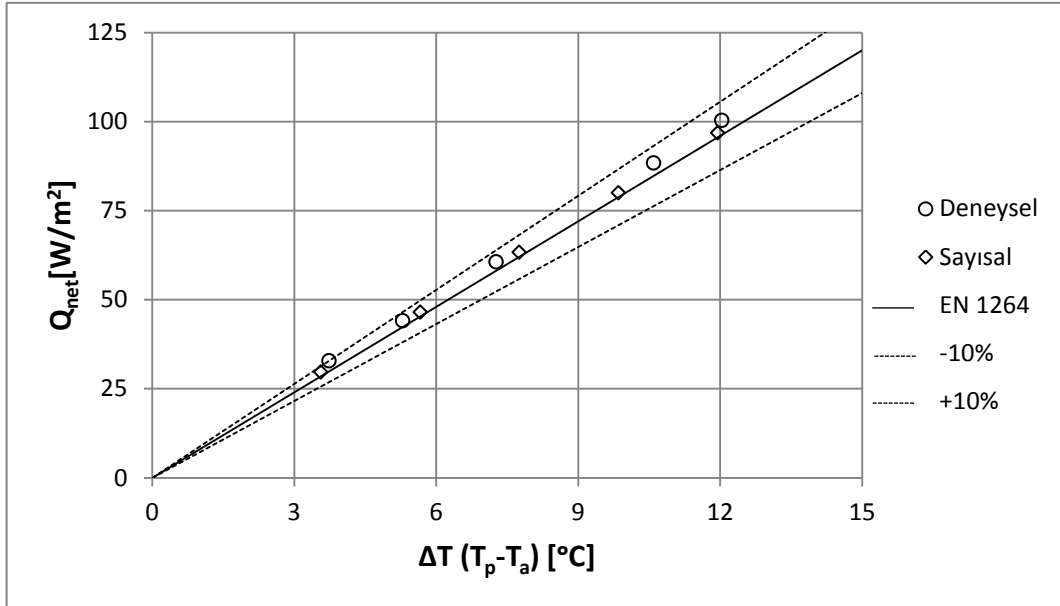


Şekil 5.24 Yüzey sıcaklığına bağılı ısı performans grafiğı (Dış hava 3°C)

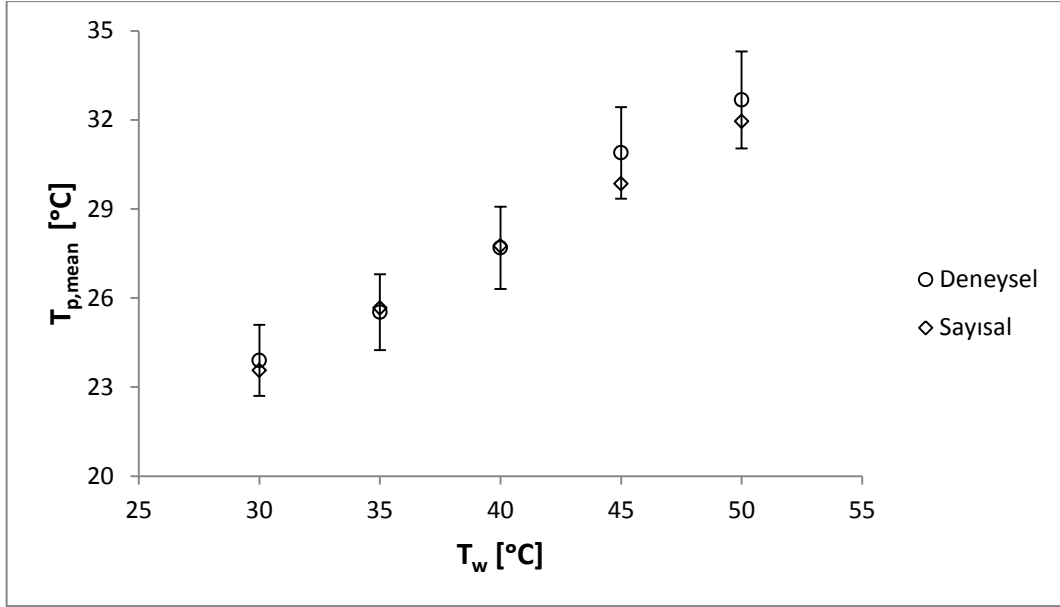


Şekil 5.25 Su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 3°C)

Doğrulama çalışmalarında ısı akıları karşılaştırılırken EN 1264 standartının belirttiği olduğu denklem referans olarak kullanılmıştır. Sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar %10'luk bir hata diliminin içerisinde yer almaktadır. Şekil 5.25'te yüzey sıcaklıklarının karşılaştırıldığı grafikte ise hata çubukları deneysel çalışmalardan olan %5'lik sapmayı göstermektedir.

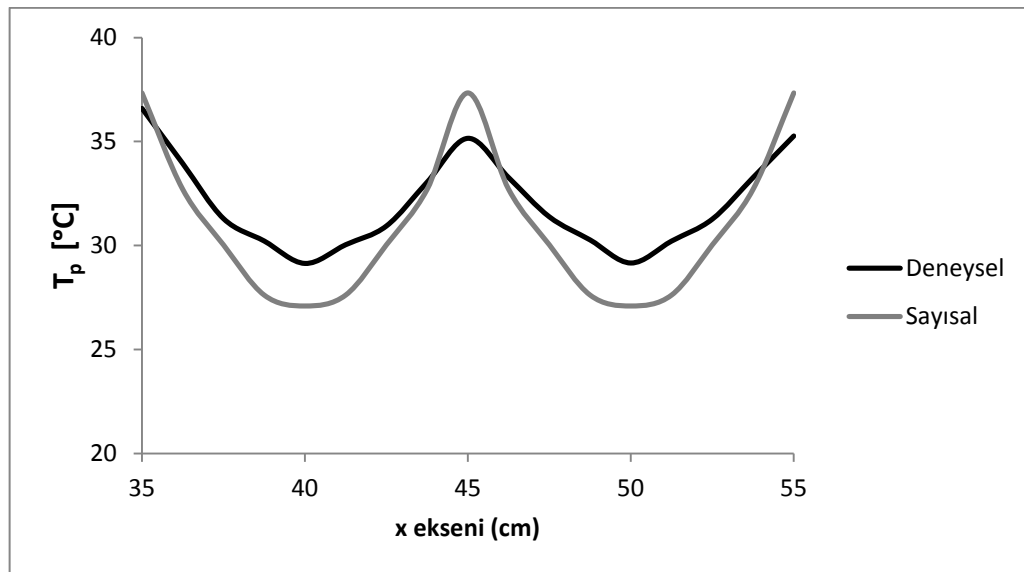


Şekil 5.26 Yüzey sıcaklığına bağlı ısı performans grafiği (Dış hava 0°C)



Şekil 5.27 Su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 0°C)

Şekil 5.26 ve 5.257 incelendiğinde Dış hava 3 °C için yapılan deneyin sonuçlarıyla benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Sonuçların ısı akısı için %10, ortalama yüzey sıcaklığı için %5'lik hata payı içerisinde olduğu gözetildiğinde, yapılan çalışma göstermektedir ki sayısal analizler deneysel sonuçlarla uyuşmakta ve doğru sonuç vermektedir.



Şekil 5.28 Yüzey sıcaklığı grafiği (Dış hava 0°C)

Şekil 5.28’de da yüzey sıcaklıklarının noktasal dağılımları karşılaştırılmış ve bu grafikte en büyük farklılık minimum ve maksimum noktalarında 2°C olarak gözlenmiştir. 2°C hata yüksek gözükse de iki grafiğin eğilimleri benzerlik göstermektedir. Yapılacak analizler literatürde olduğu gibi ortalama panel sıcaklığı üzerinden yapılacağı için 2°C’lik hata, yapılacak analizlerin doğruluğu açısından sorun teşkil etmemektedir. Tezin bundan sonraki aşamasında yapılacak çalışmalar, sayısal çalışmalar kapsamında yapılan analizlerin kullanılmasıyla yapılacaktır.

5.8 Sayısal Analiz Sonuçları ve Değerlendirilmesi

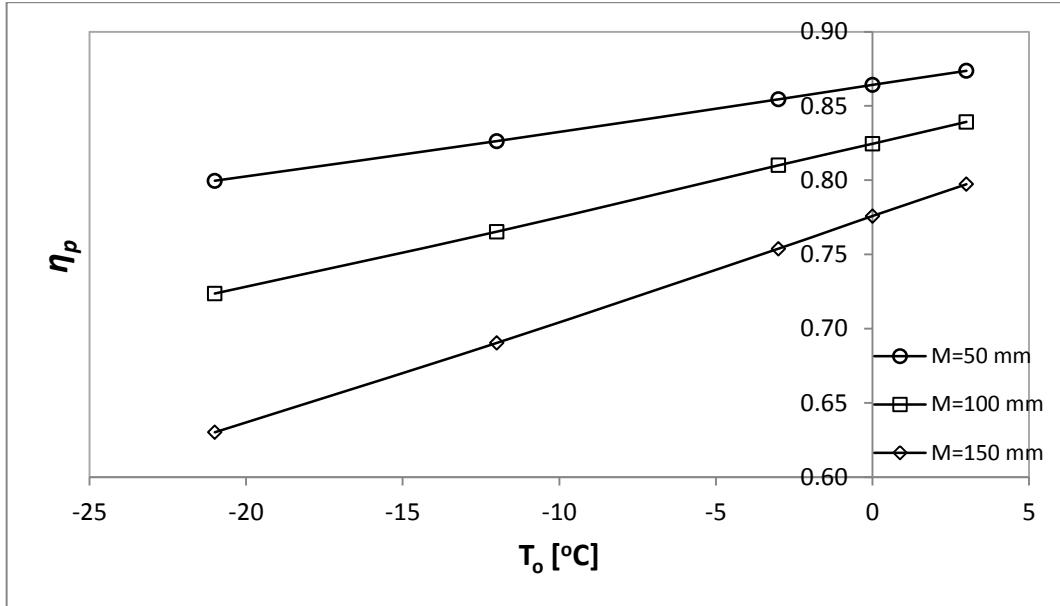
Çizelge 5.3’ te analiz sonuçlarının genel gösterimi halinde verilmiştir. Çizelge genel bir değerlendirme olduğundan folyolu panel analizleri verilmemiştir. Çizelgede görüleceği üzere borular arası mesafe azaldıkça panelden elde edilen ısı akısı ve panel arkasından kaçan ısı artmaktadır. Fakat bunlar farklı oranda arttığından dolayı panel verimi (η_p) şeklinde yeni bir parametre tanımlanmıştır. Panel verimi hibrid duvar panelinden elde edilen yararlı ısı akısının elde edilen toplam güce oranıdır.

$$\eta_p = \frac{Q_{net}}{(Q_{net} + Q_{out})} \quad (5.4)$$

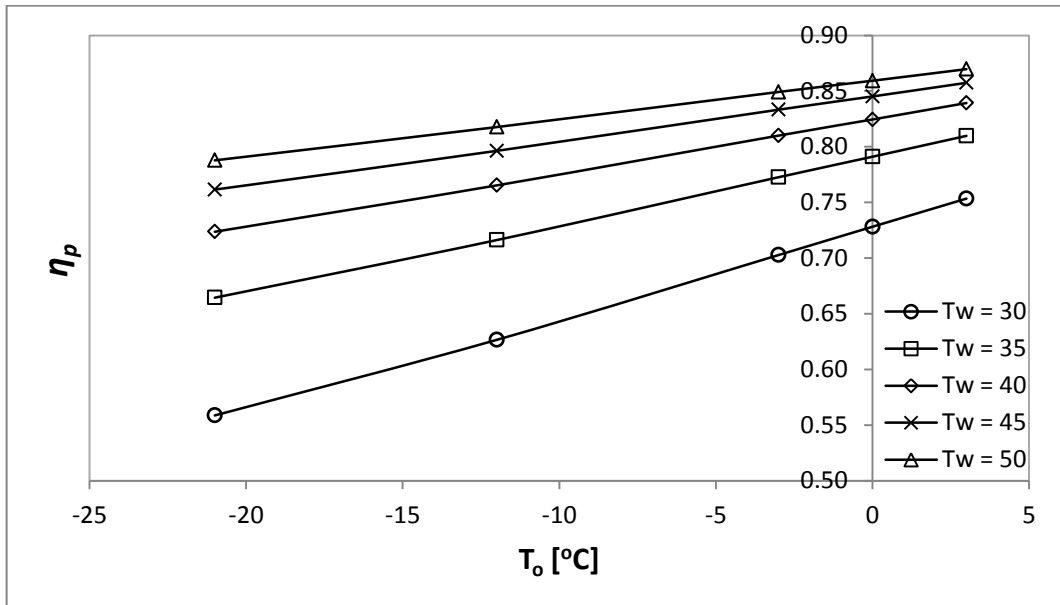
Çizelge 5.3 Dış hava sıcaklığı, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları

M	→Su / ↓ DışHava	Q _{net} [W/m ²]					Q _{out} [W/m ²]					η_p				
		30	35	40	45	50	30	35	40	45	50	30	35	40	45	50
50 mm	-21	51	77	102	129	155	22	24	26	27	29	0.70	0.76	0.80	0.82	0.84
	-12	50	77	103	129	156	18	20	22	23	25	0.74	0.79	0.83	0.85	0.86
	-3	51	77	104	130	156	14	16	18	20	21	0.79	0.83	0.85	0.87	0.88
	0	51	77	104	130	156	13	14	16	18	20	0.80	0.84	0.86	0.88	0.89
	3	51	77	103	130	156	11	13	15	17	19	0.82	0.85	0.87	0.89	0.89
100 mm	-21	26	42	59	76	93	20	21	23	24	25	0.56	0.66	0.72	0.76	0.79
	-12	27	44	61	78	94	16	17	19	20	21	0.63	0.72	0.77	0.80	0.82
	-3	29	46	63	79	96	12	14	15	16	17	0.70	0.77	0.81	0.83	0.85
	0	30	46	63	80	97	11	12	13	15	16	0.73	0.79	0.82	0.85	0.86
	3	30	47	63	80	97	10	11	12	13	15	0.75	0.81	0.84	0.86	0.87
150 mm	-21	12	24	36	47	59	19	20	21	22	23	0.39	0.54	0.63	0.68	0.72
	-12	15	26	38	50	61	15	16	17	18	19	0.49	0.62	0.69	0.74	0.77
	-3	17	29	40	52	64	13	12	13	14	15	0.57	0.70	0.75	0.79	0.81
	0	18	30	41	53	64	12	11	12	13	14	0.59	0.73	0.78	0.81	0.83
	3	18	30	42	53	65	9	10	11	11	12	0.67	0.75	0.80	0.82	0.84

Analiz sonuçlarına göre dış hava sıcaklığı ve su sıcaklığı arttıkça panelden elde edilen net ısı akısı, arkaya kaçan ısı ve panel verimi artmaktadır. Sonuçlara göre en uç koşullarda folyosuz analizlere göre elde edilen ısı akısı panelden elde edilen ısı akısı 12-156 W/m² arasında değişirken panel verimi %39-89 aralığındadır. Bu da daha ayrıntılı bir analiz yapma gereği doğurmuştur.

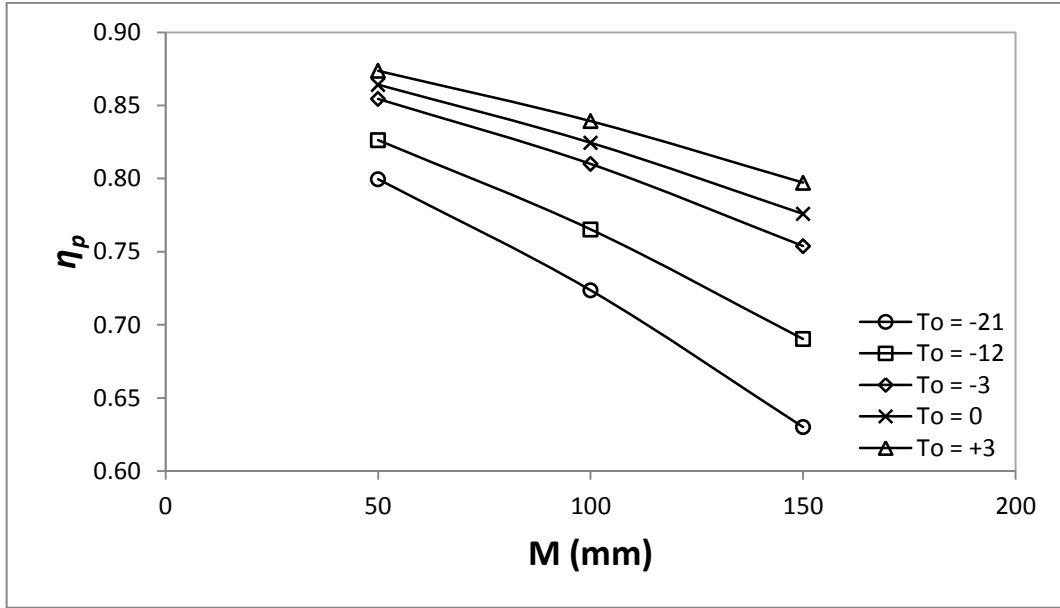


Şekil 5.29 40°C su sıcaklığında dış hava sıcaklığına göre panel verimi

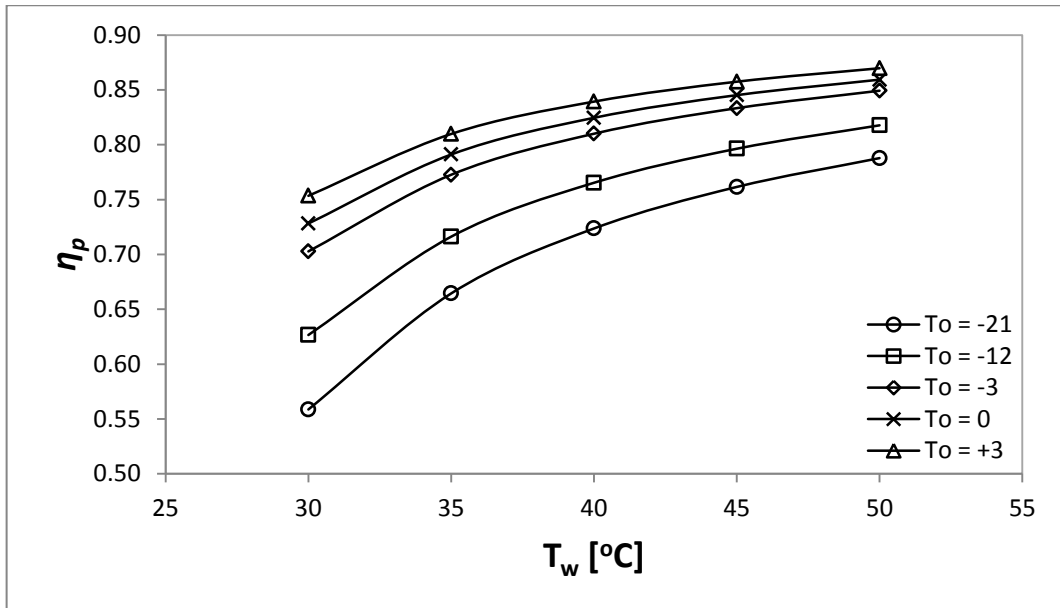


Şekil 5.30 100 mm boru aralığında dış hava sıcaklığına göre panel verimi

Şekil 5.29 ve Şekil 5.30' da görüldüğü gibi panel verimi artan dış hava sıcaklığına göre artmaktadır. Şekil 5.29' de su sıcaklığı 40°C olarak alınmıştır ve görülmektedir ki panel verimi doğrusal bir artış göstermektedir. Aynı şekilde Şekil 5.30'da bu sefer borular arası mesafe sabit 100 mm olarak alınmış ve panel verime yine doğrusal bir artış göstermektedir. Bundan dolayı su sıcaklığı 40°C borular arası mesafe 100 mm referans alınacaktır.

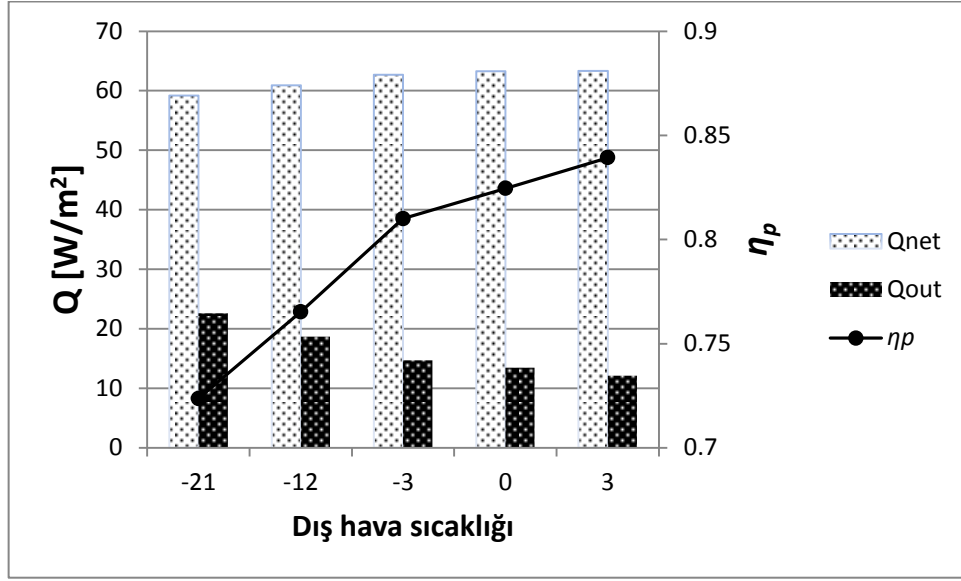


Şekil 5.31 40°C su sıcaklığında borular arası mesafeye bağlı panel verimi



Şekil 5.32 100 mm boru aralığında su sıcaklığına bağlı panel verimi

Şekil 5.31 ve Şekil 5.32’ de farklı dış hava sıcaklıklarında su sıcaklığı ve borular arası mesafeye bağlı panel verimi grafikleri verilmektedir. Şekil 5.31’ da 40°C su sıcaklığı referans alınmıştır. Bu grafikte görülmektedir ki farklı dış hava sıcaklıklarında borular arası mesafenin etkisi daha çok hissedilmektedir. Benzer şekilde Şekil 5.32’ de görüldüğü gibi 100 mm borular arası mesafede düşük dış hava sıcaklıklarında su sıcaklığını artırmanın etkisi daha yüksektir.



Şekil 5.33 Farklı dış hava sıcaklıklarında ısı akısı, kayıp ısı ve panel verimi

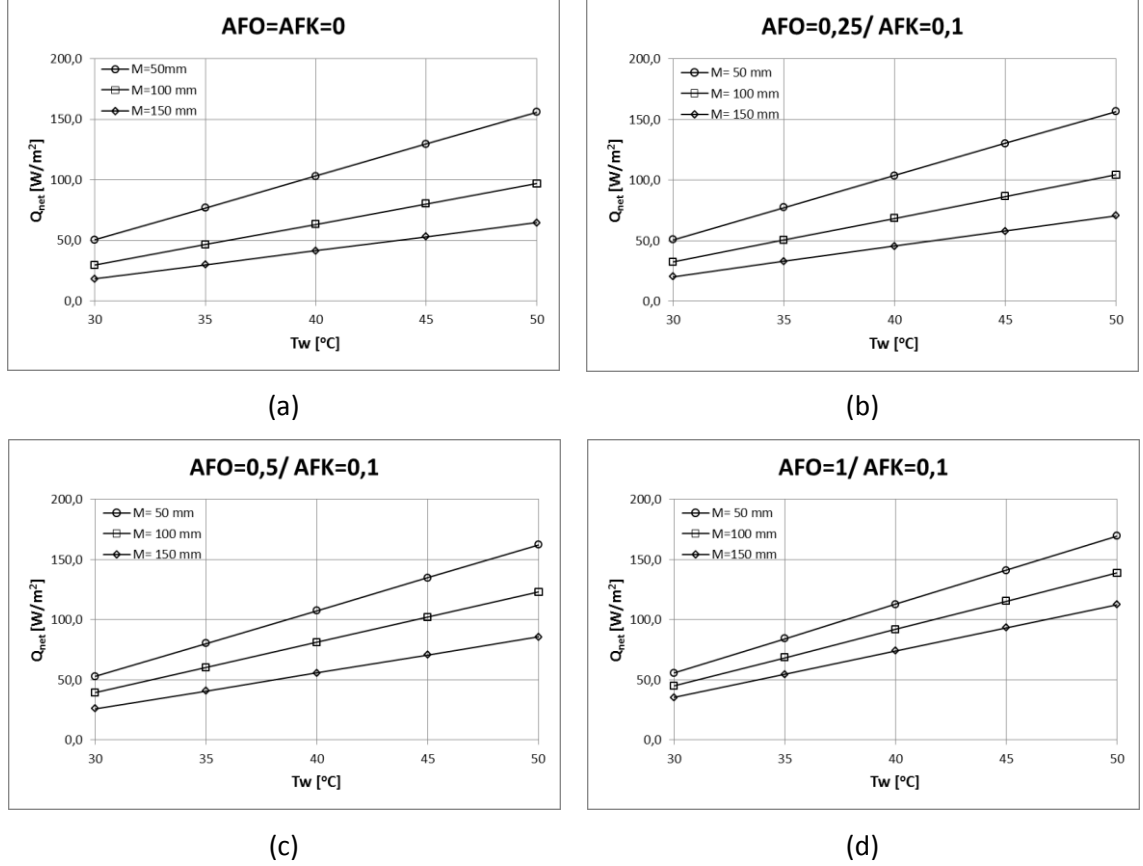
Şekil 5.33’ de referans alınan 40°C su sıcaklığı ve 100 mm borular arası mesafede panelden elde edilen ısı akısı, panel arkasından dışarı kaçan ısı ve panel verimi gösterilmektedir. Grafikte görüldüğü gibi elde edilen dış hava sıcaklığı değiştikçe panelden elde edilen ısı akısı, panel arkasından kaçan ısı ile karşılaştırıldığında çok artmamaktadır. Bunun nedeni analizlerin kararlı koşullarda yapılmasıdır. Panelden elde edilen ısı akısının birbirine yakın gözükse de kaçak ısı enerji maliyetinin yanında sistemin rejime girme süresini de artırmaktadır. Özellikle yüksek katlı binalarda yüksek ısı kütlesi olduğundan tasarımcının bu etkiyi dikkate almaması enerji maliyetinin yanında mahalin çok uzun sürede ısıtılması gibi problemlere de neden olacaktır. Bu nedenle TS825’e göre belirlenen farklı iklim koşulları için analizler ayrıntılı incelenmiştir.

5.8.1 1. Bölgeye (Antalya) İçin Sayısal Analizler

Çizelge 5.4 AFO, AFK, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları($T_o = +3^{\circ}\text{C}$)

M [mm]			Qnet [W/m ²]					
	AFO	AFK	T _w =30	T _w =35	T _w =40	T _w =45	T _w =50	
50	0	0	50.6	76.9	103.2	129.5	155.8	
	0.25	0.1	50.9	77.3	103.7	130.2	156.6	
		0.2	51.0	77.5	103.9	130.4	156.9	
		0.3	51.1	77.6	104.1	130.6	157.2	
	0.5	0.1	52.9	80.2	107.5	134.8	162.0	
		0.2	53.2	80.6	107.9	135.3	162.7	
		0.3	53.3	80.8	108.2	135.7	163.2	
	1	0.1	55.6	84.1	112.6	141.1	169.5	
		0.2	56.2	84.9	113.5	142.2	170.9	
		0.3	56.4	85.2	114.0	142.7	171.5	
	100	0	0	29.8	46.5	63.3	80.1	96.9
		0.125	0.1	30.7	47.0	63.9	80.8	97.8
0.2			30.1	47.1	64.0	81.0	98.0	
0.3			30.3	47.3	64.3	81.3	98.3	
0.25		0.1	32.5	50.5	68.5	86.5	104.5	
		0.2	32.8	51.0	69.1	87.2	105.4	
		0.3	33.0	51.2	69.4	87.7	105.9	
0.5		0.1	39.2	60.2	81.1	102.1	123.0	
		0.2	40.6	62.1	83.6	105.2	126.7	
		0.3	41.2	63.0	84.8	106.6	128.4	
1		0.1	44.8	68.3	91.8	115.2	138.7	
		0.2	47.6	72.3	97.0	121.7	146.3	
		0.3	48.8	74.0	99.2	124.4	149.6	
150		0	0	18.4	30.0	41.6	53.2	64.8
		0.125	0.1	18.6	30.3	42.0	53.7	65.5
			0.2	18.7	30.4	42.2	53.9	65.7
			0.3	18.8	30.5	42.3	54.1	65.8
		0.25	0.1	20.5	33.0	45.5	58.0	70.5
	0.2		20.7	33.3	45.9	58.6	71.2	
	0.3		20.8	33.5	46.2	58.9	71.6	
	0.5	0.1	25.9	40.8	55.7	70.6	85.6	
		0.2	27.0	42.4	57.8	73.2	88.6	
		0.3	27.5	43.1	58.7	74.3	90.0	
	0.75	0.1	33.4	51.6	69.9	88.2	106.4	
		0.2	36.9	56.7	76.6	96.4	116.3	
		0.3	38.6	59.1	79.7	100.3	120.9	
	1	0.1	35.5	54.7	73.9	93.1	112.3	
		0.2	40.2	61.5	82.8	104.1	125.4	
		0.3	43.1	65.1	87.4	109.7	132.0	

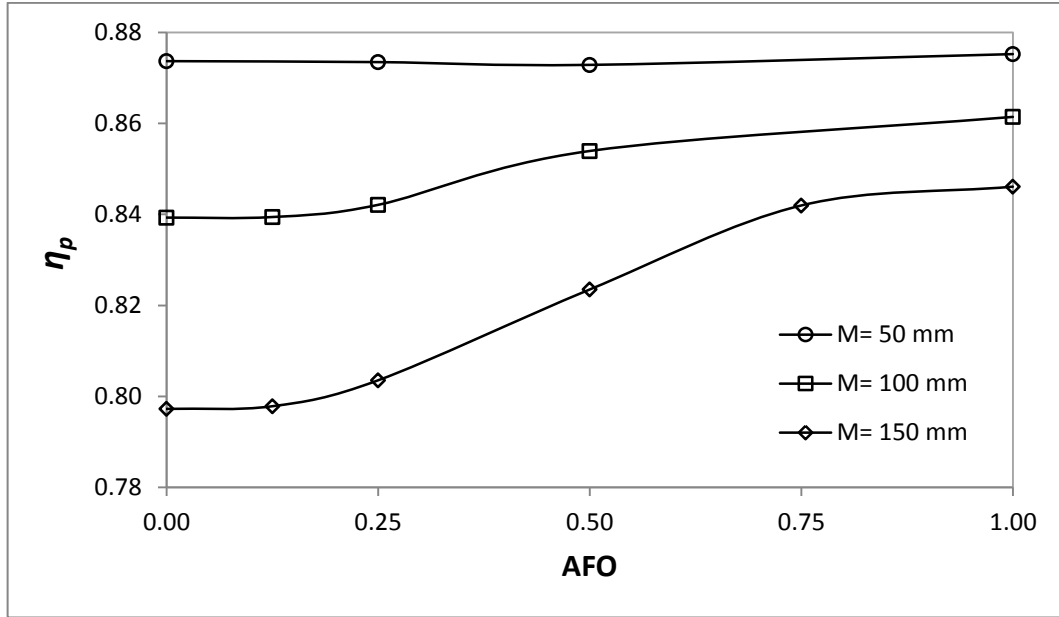
Çizelge 5.4' te farklı borular arası mesafe, alüminyum folyo oranı (AFO), alüminyum folyo kalınlığı (AFK) ve su sıcaklığı için ısı akısı değerleri verilmiştir. Daha önce borular arası mesafe ve su sıcaklığının ısı akısı üzerinde etkisi incelenmişti. Analiz sonuçları da göstermektedir ki AFO ve AFK arttıkça panelden elde edilen ısı akısı da artmaktadır.



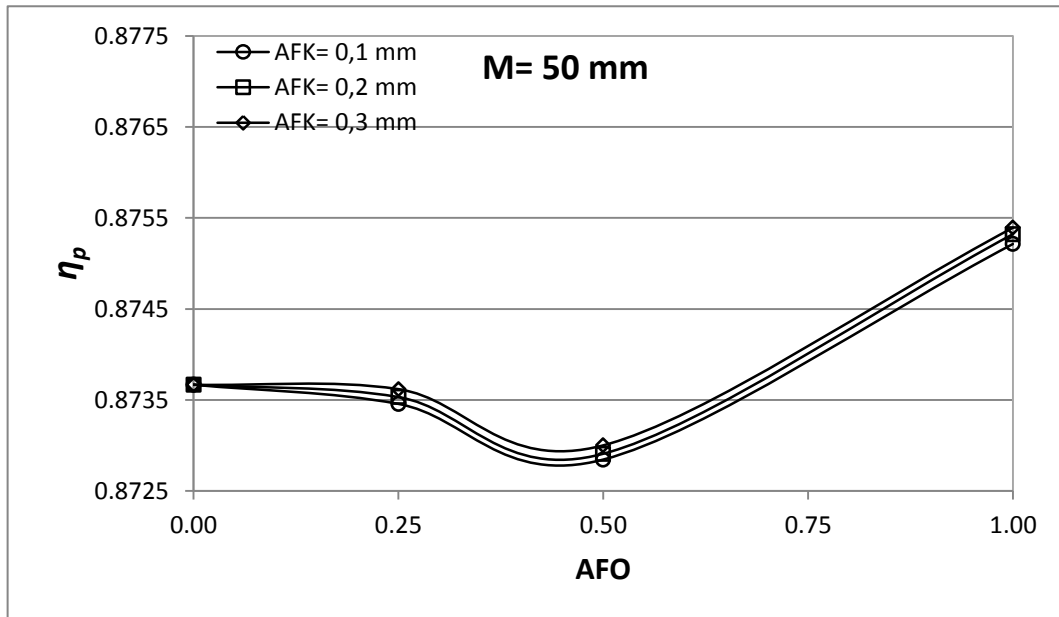
Şekil 5.34 Farklı borulara arası mesafeye göre ısı akısının su sıcaklığına göre değişimi ($T_o = +3$ °C)

Şekil 5.34' de farklı borular arası mesafede 4 adet grafik verilmiştir. (a) grafiğinde folyosuz panel modellerinin grafiği görülmektedir. (b), (c) ve (d) grafiğinde ise referans alınan folyo kalınlığı (AFK=0,1 mm) için değişken alüminyum folyo oranlarına (AFO) bağlı olarak su sıcaklığı-ısı akısı bağıntısı gösterilmiştir. Grafikler birbiri ile kıyaslandığında AFO arttıkça ısı akısının arttığı gözlenmektedir. $M=50$ mm olan modellerde alüminyum folyonun etkisi çok azdır. Bunun nedeni borular arası mesafenin yeterince az olmasından dolayı ısıнын x eksenı boyunca hali hazırda yeterince iletilebilmesidir. $M=100$ mm olan modelde ise su sıcaklığı 40°C için ısı akısı AFO' nun değişmesiyle 63.3-91.8 W/m² aralığında değişirken; bu değer $M=150$ mm olan modelde ise 41.6-73.9 W/m² aralığında değişmektedir. Bu da göstermektedir ki

borular arası mesafe arttıkça AFO'nun olumlu yönde etkisi artmaktadır. Bundan sonraki analizleri daha detaylı değerlendirmek amacıyla, yukarıda bahsi geçen parametrelerin etkisi ve sabit tutulan AFK'nın etkisi değerlendirilirken su sıcaklığı 40°C referans alınacaktır. Şekil 5.34'de gösterilen grafiklerin doğrusal olmasından dolayı analizlerde su sıcaklığının sabit 40°C olarak alınması herhangi bir hata ya da belirsizliğe neden olmayacaktır.

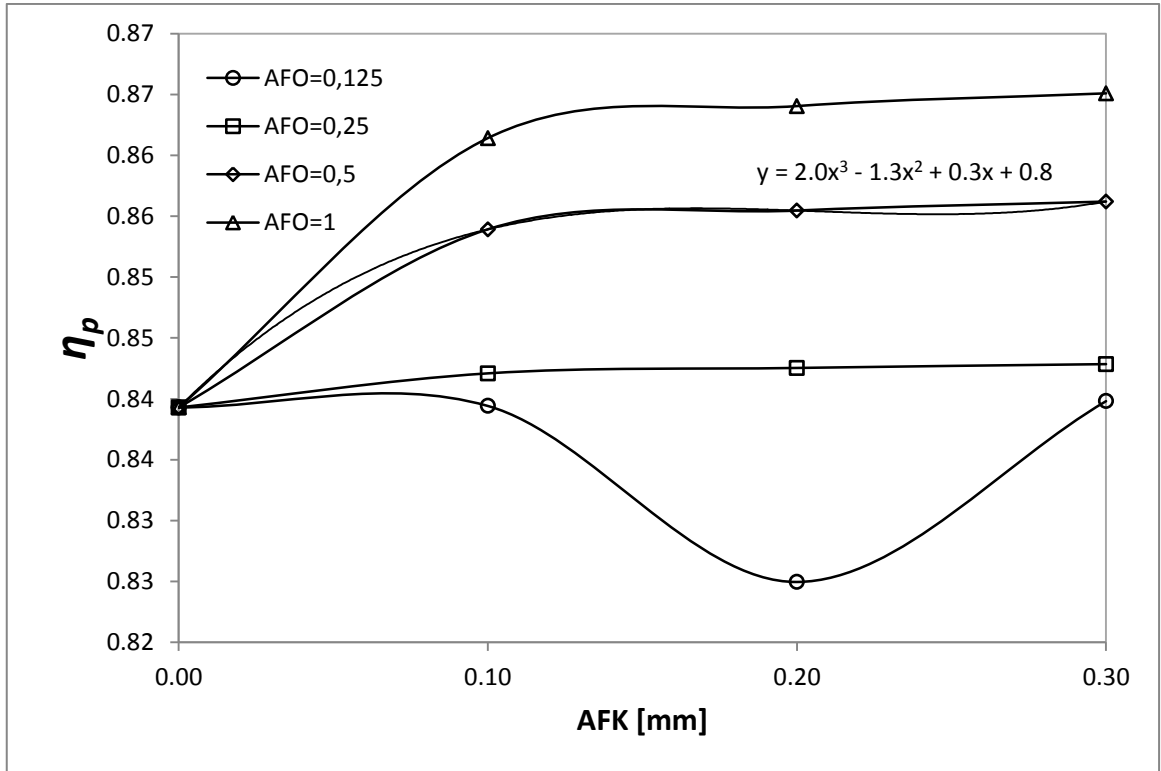


Şekil 5.35 Farklı borulara arası mesafeye göre panel veriminin AFO'ya göre değişimi

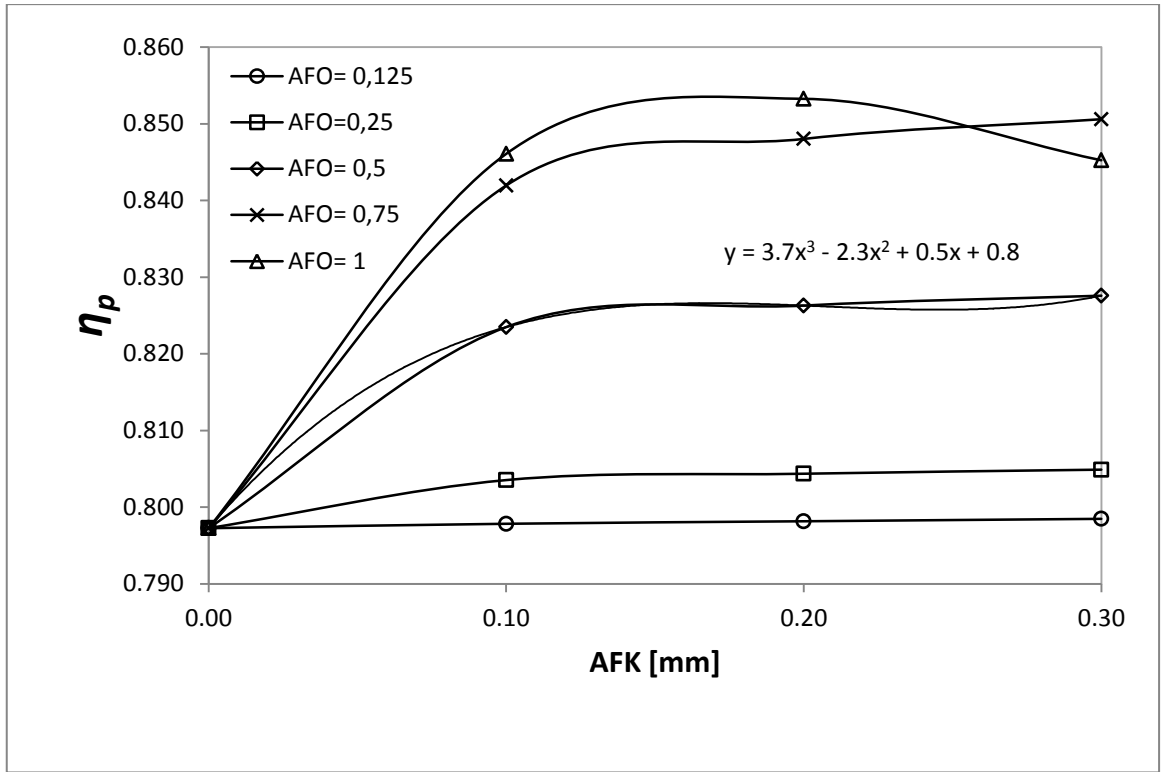


Şekil 5.36 Farklı AFK'ya göre panel veriminin AFO'ya göre değişimi

Şekil 5.35' te panel veriminin AFO' ya göre değişimi gösterilmiştir. Bu grafikte de görülmektedir ki alüminyum folyonun 50 mm boru aralığında çok etkisi olmamıştır. Şekil 5.36' da 50 mm boru aralıklı panel modeli değerlendirildiğinde AFO ile folyo kalınlığı da artırıldığında ısı transferine olumlu yönde etki düşük olmuştur. Grafikte de görüldüğü gibi panel verimi 0.875 dolaylarında neredeyse sabit bir eğri çizmektedir. Bu durum, folyosuz modelde ısı akısı 103.2 W/m^2 elde edilirken 0.3 mm kalınlığında alüminyum folyo panelin tamamını kapladığında dahi 114 W/m^2 ısı akısına denk gelmektedir. Bu fark yüksek folyo maliyeti ve işçiliğini karşılayacak nitelikte değildir. Bu nedenle bundan sonraki folyolu panel analizlerinde 50 mm boru aralıklı panel modeli değerlendirilmeyecektir.



Şekil 5.37 100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi



Şekil 5.38 150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi

Şekil 5.37 ve Şekil 5.38' de folyo kalınlığının farklı folyo oranlarında 100 mm boru aralığı ve 150 mm boru aralıklı panel modellerindeki panel verimine etkisi incelenmiştir. Her iki grafikte de görüldüğü gibi panel verimi belli bir değerden sonra yatay bir eğilim göstermektedir. Alüminyum folyonunun ısı transferine göz ardı edilemez bir etkisinin olduğunun yanında AFK'yı artırmak ısı transferinde malzeme maliyeti düşünüldüğünde makul olmayan bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Optimum noktaya bulmak amacıyla değişen AFO değerlerine rağmen grafiklerin benzer eğilimde olduğu göz önüne alınarak AFO= 0.5 için grafiğin denklemi çıkarılarak grafiğin dönüm noktası yani optimum nokta bulunacaktır.

M=100 mm AFO=0.5 için;

$$Q_{net} = 2(AFK)^3 - 1.3(AFK)^2 + 0.3(AFK) + 0.8 \quad (5.5)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFK)^2 = 0 \quad (5.6)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFK)^2 = 3 \times 2 \times 2(AFK) - 2 \times 1.3 = 0 \quad (5.7)$$

AFK= 0.2167 mm olarak bulunur.

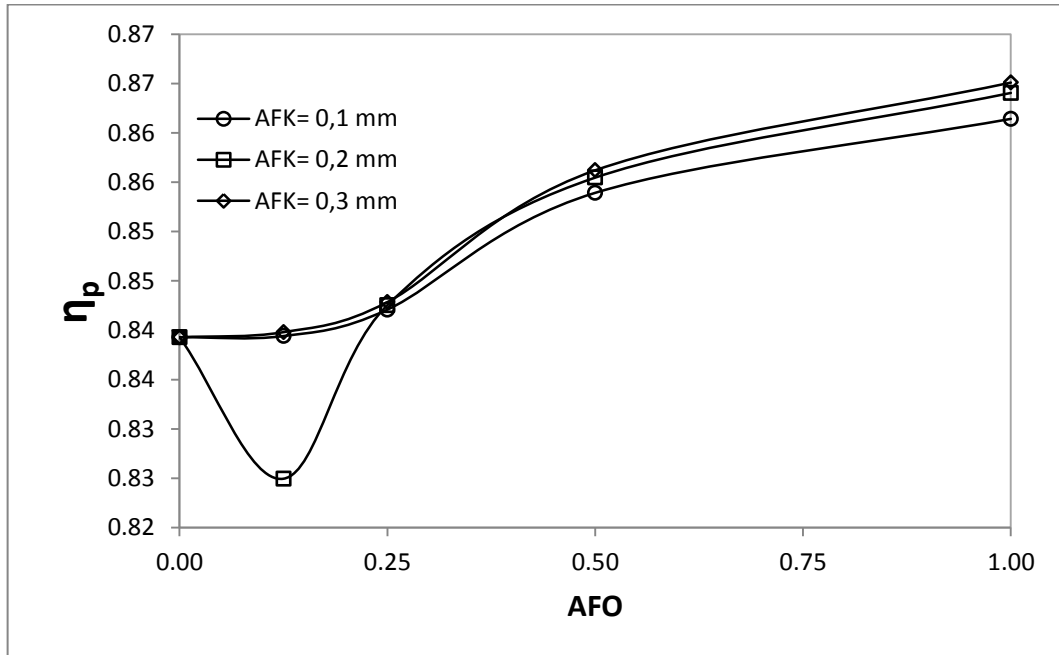
M=150 mm AFO=0.5 için;

$$Q_{net} = 3.7(AFK)^3 - 2.3(AFK)^2 + 0.5(AFK) + 0.8 \quad (5.8)$$

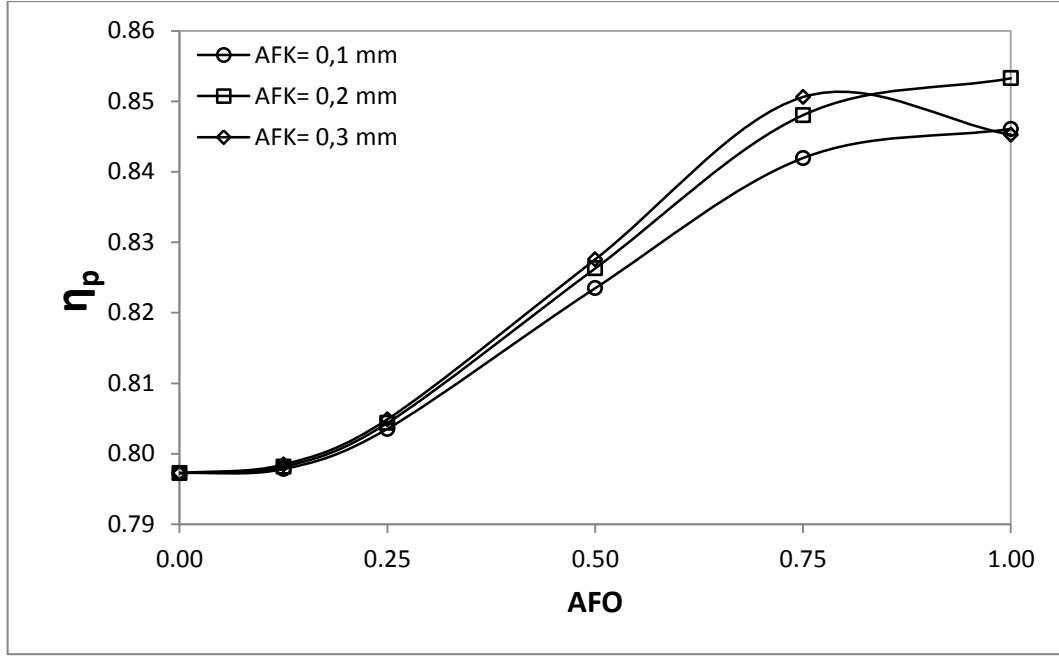
$$d^2 Q_{net} / d(AFK)^2 = 0 \quad (5.9)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFK)^2 = 3 \times 2 \times 3.7(AFK) - 2.3 \times 2 = 0 \quad (5.10)$$

AFK= 0.2072 mm olarak bulunur.

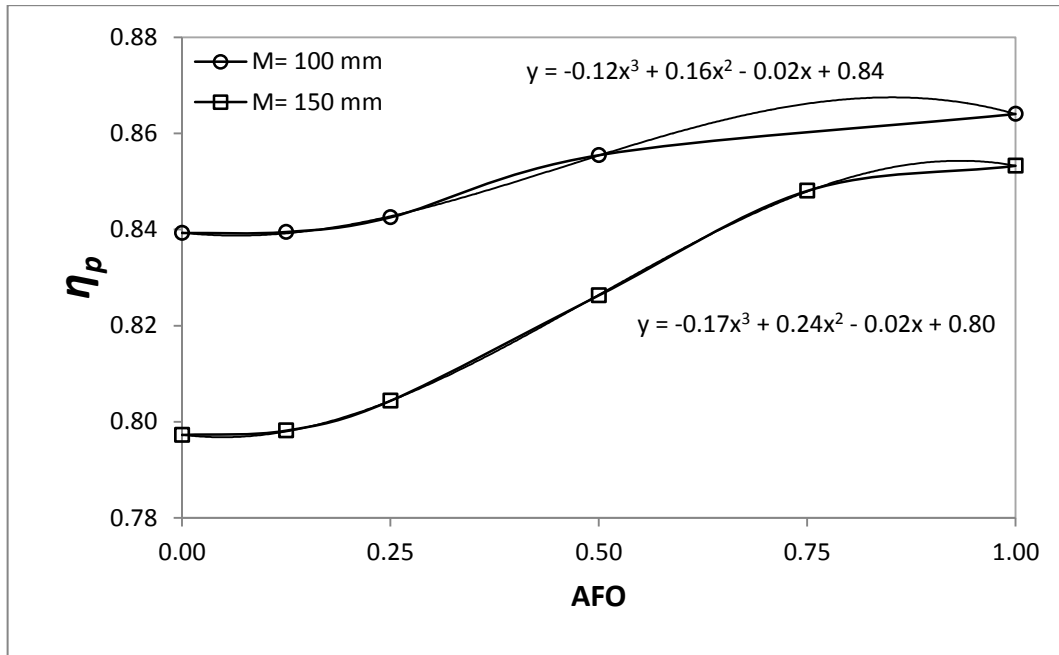


Şekil 5.39 100 mm modülasyon için farklı AFK'ya göre AFO' nun verime etkisi



Şekil 5.40 150 mm modülasyon için farklı AFK'ya göre AFO'nun verime etkisi

Şekil 5.37 ve Şekil 5.38' de AFK'a göre AFO'nun etkisi gösterilerek farklı folyonun etkisi farklı bir görüntüyle değerlendirilmiştir. Bu grafiklerde görülmektedir ki AFK 0.1'den 0.2' ye artırıldığında ısı akısındaki sıçrama 0.2' den 0.3' e artırılmasına göre daha yüksektir. Yukarıda yapılan analizde optimum AFK değeri her iki panel için de 0.2 mm bulunmuştu. Şekil 5.39' daki grafikler de bu sonucu desteklemektedir. Analizlerin devamında 0.2 mm AFK değeri üzerinden ilerlenecektir.



Şekil 5.41 Farklı borular arası mesafeye göre AFO'nun panel verimine etkisi

M=100 mm için;

$$Q_{net} = -0.12 (AFO)^3 + 0.16(AFO)^2 - 0.02(AFO) + 0.84 \quad (5.11)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 0 \quad (5.12)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 3 \times 2 \times (-0.12)(AFO) + 2 \times 0.16 = 0 \quad (5.13)$$

AFO= 0.444 olarak bulunur.

M=150 mm için;

$$Q_{net} = -0.17(AFO)^3 + 0.35(AFO)^2 - 0.02(AFO) + 0.80 \quad (5.14)$$

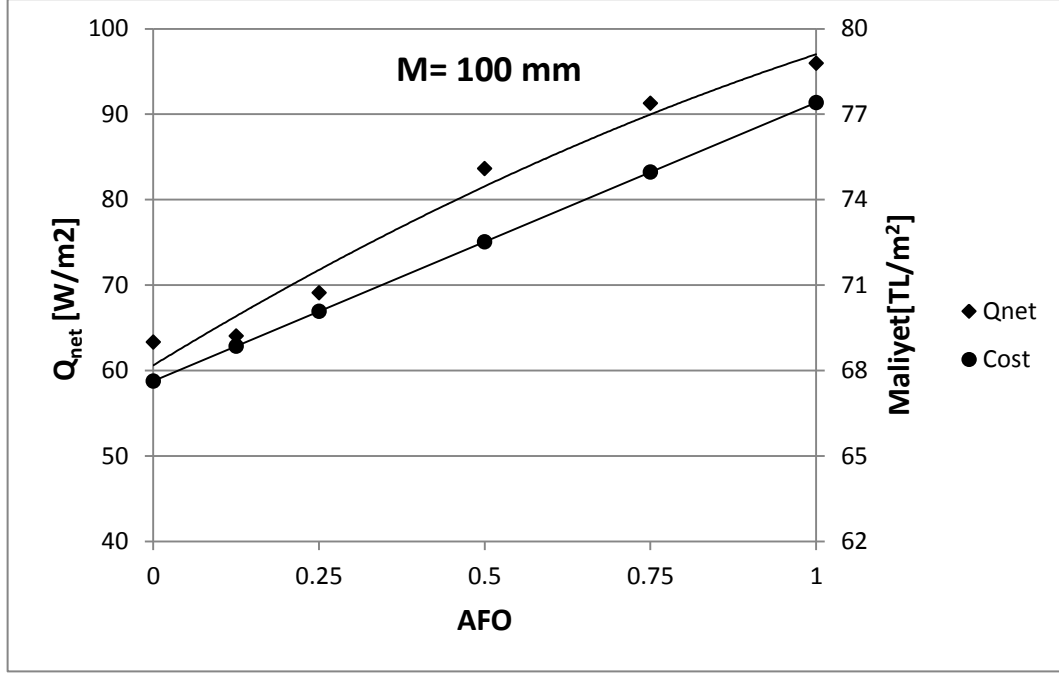
$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 0 \quad (5.15)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 3 \times 2 \times (-0.17)(AFO) + 2 \times 0.35 = 0 \quad (5.16)$$

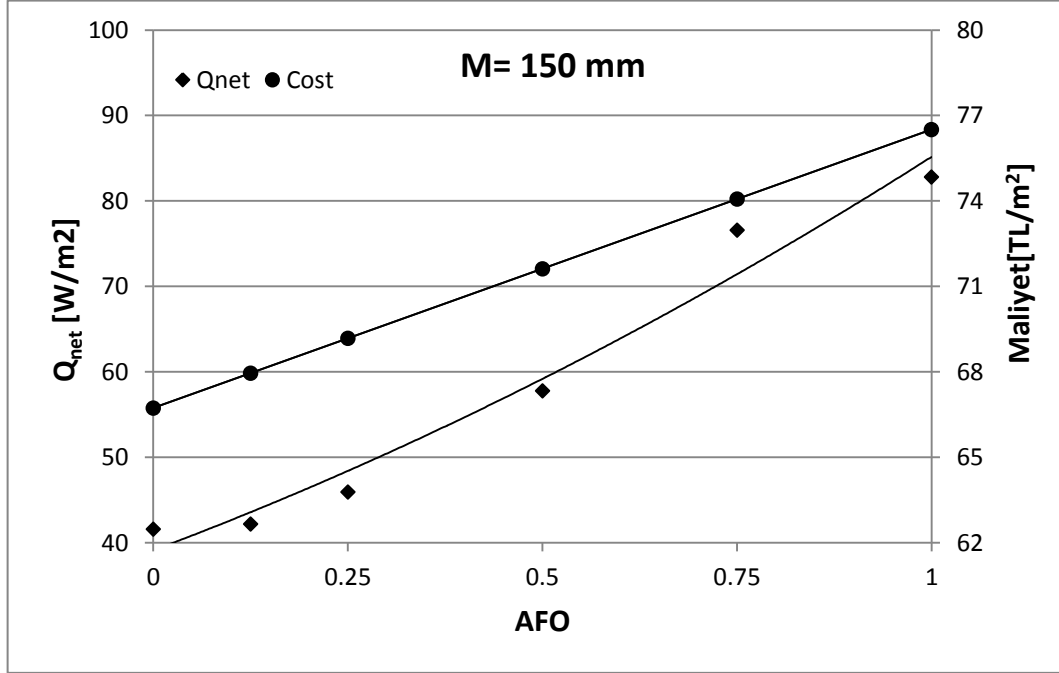
AFO= 0.686 mm olarak bulunur.

Yukarıda yapılan analizler göstermektedir ki borular arası mesafe 100 mm kullanıldığında optimum alüminyum folyo oranı mevcut modeller içerisinde 0.5, borular arası mesafe 150 mm kullanıldığında ise AFO 0.75 olmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi 50 mm borular arası mesafe için ise folyosuz modeldir. Bu üç modelden hangisinin seçileceği ise bina ısı ihtiyacına ve panel maliyetine göre belirlenebilir.

Şekil 5.42 ve Şekil 5.43' de yukarıda optimizasyon çalışması yapılan panel modelleri maliyet açısından da değerlendirilmiştir. Verilen grafiklerde görülmektedir ki ısı transferi için yapılan değerlendirmeler maliyet parametresi eklendiğinde de aynı sonuçları vermektedir.



Şekil 5.42 Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği



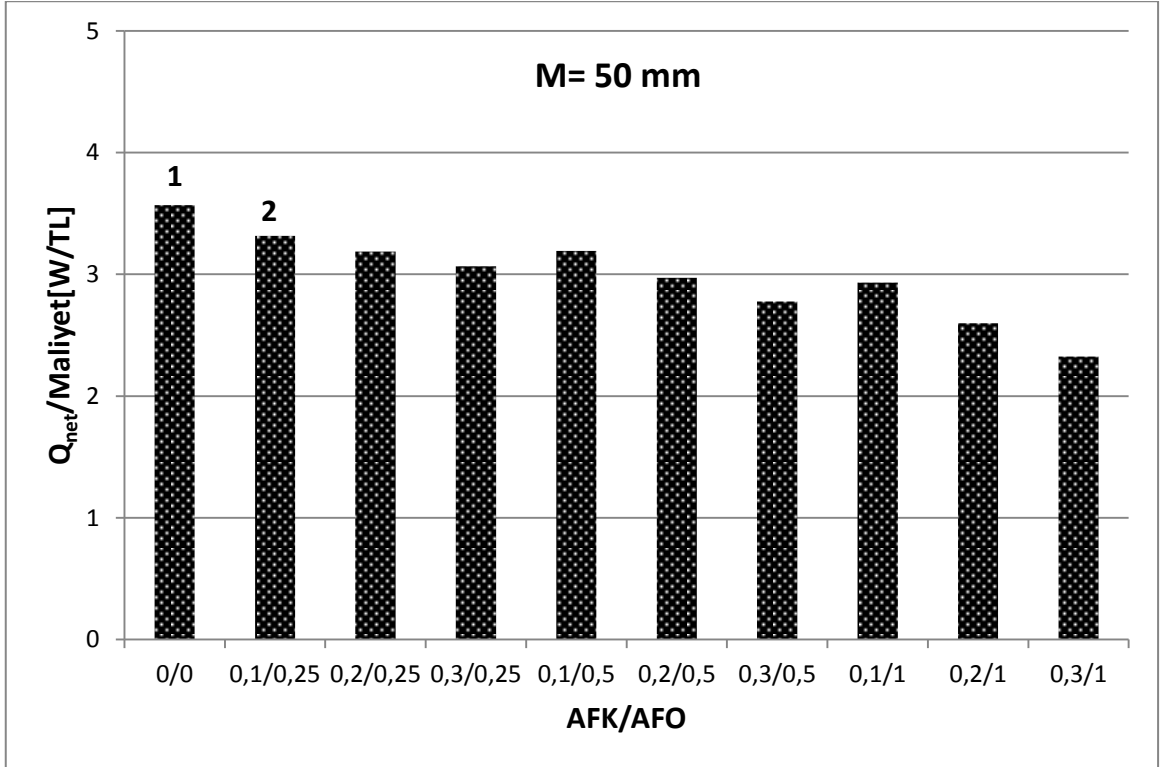
Şekil 5.43 Borular arası mesafe 150 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği

Buna ek olarak bütün panel modellerinin maliyet açısından analizi yapılmıştır. Bu analiz yapılırken birim maliyet başına elde edilen ısı akısı değerlendirme kriteri olarak kullanılmıştır. Burada maliyet hesaplanırken sadece panel içerisindeki değişken parametrelerin maliyetleri hesaba katılmıştır.

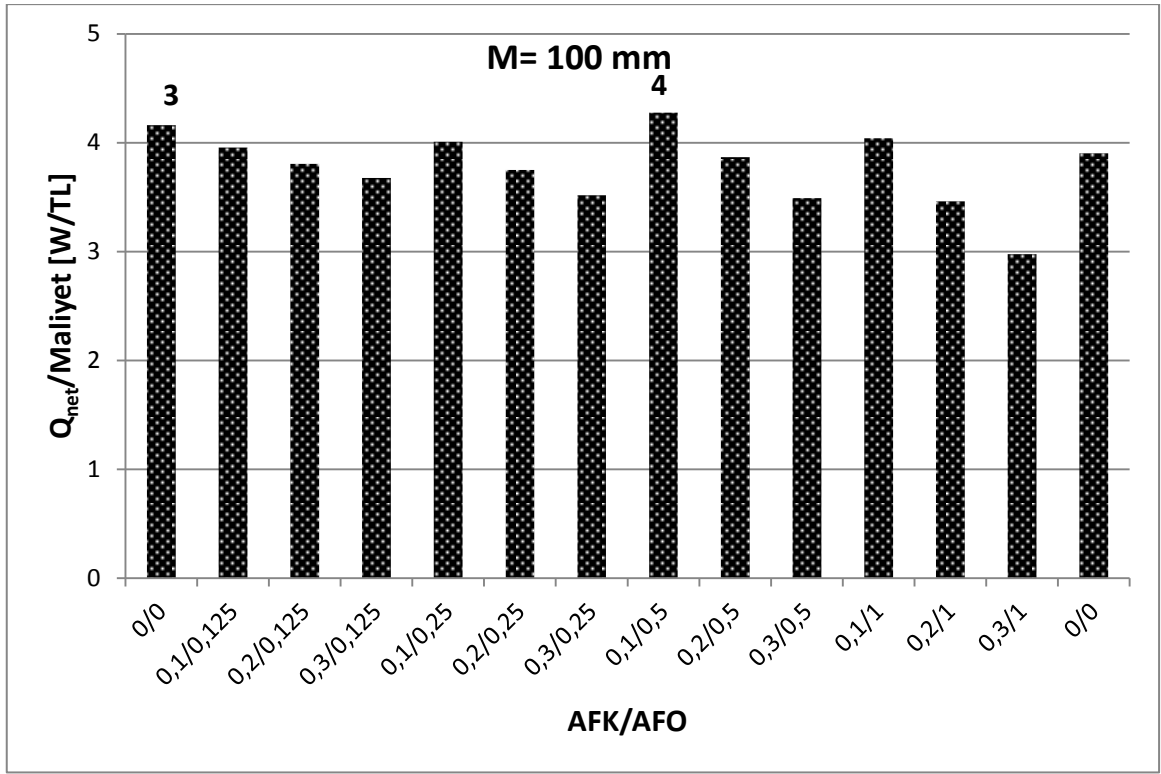
Çizelge 5.5 Panel maliyet hesaplama örneği

Malzeme	Parametre	Birim Fiyat	m2	TUTAR	KDV	TOPLAM
Boru	10 m	0.90	1.00	9.00	1.62	10.62
Folyo	0.2 mm	45000.00	0.75	6.75	1.22	7.97
Enerji	1 dk üretim	0.20	1.00	0.20	0.04	0.24
İşçilik	17.5 dk	0.19	1.00	3.24	0.58	3.82
TOPLAM TUTAR						22.65

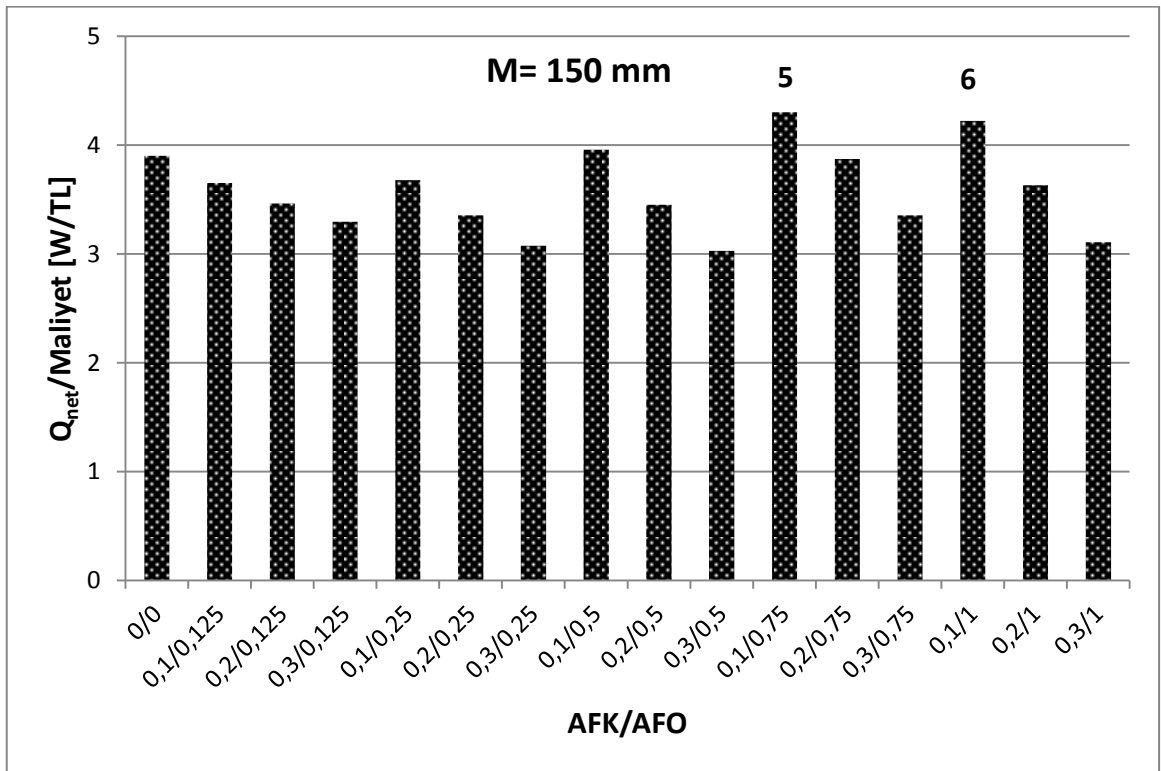
Çizelge 5.5’ de 0.2 mm kalınlığında folyo kalınlığına sahip 0.75 folyo oranına sahip 100 mm boru aralığındaki panel modeli için maliyet hesaplaması verilmiştir. Burada 100 mm boru aralığı için toplam boru boyu 10 m’dir ve boru birim maliyeti 0.9 TL’dir. Folyo birim maliyeti 45000 TL/m³ olup folyo kalınlığı ve oranına göre parametrik olarak değişmektedir. Panellerin üretildiği CNC Routerın harcadığı enerji maliyeti de hesaplamalara eklenmiştir. Makinenin ilerleme hızı 10 m/dk olup 100 mm boru aralığındaki paneli 1 dk’da üretmektedir. Panel işçiliğini ise boru ve alüminyum folyoların panele döşenme süresi belirlemektedir. Panel üretiminde 2 teknisyen kullanılmakta olup teknisyenlerin maaşı 2000 TL üzerinden hesaplanmaktadır.



Şekil 5.44 50 mm boru aralığına göre W/TL değerleri



Şekil 5.45 100 mm boru aralığına göre W/TL değerleri



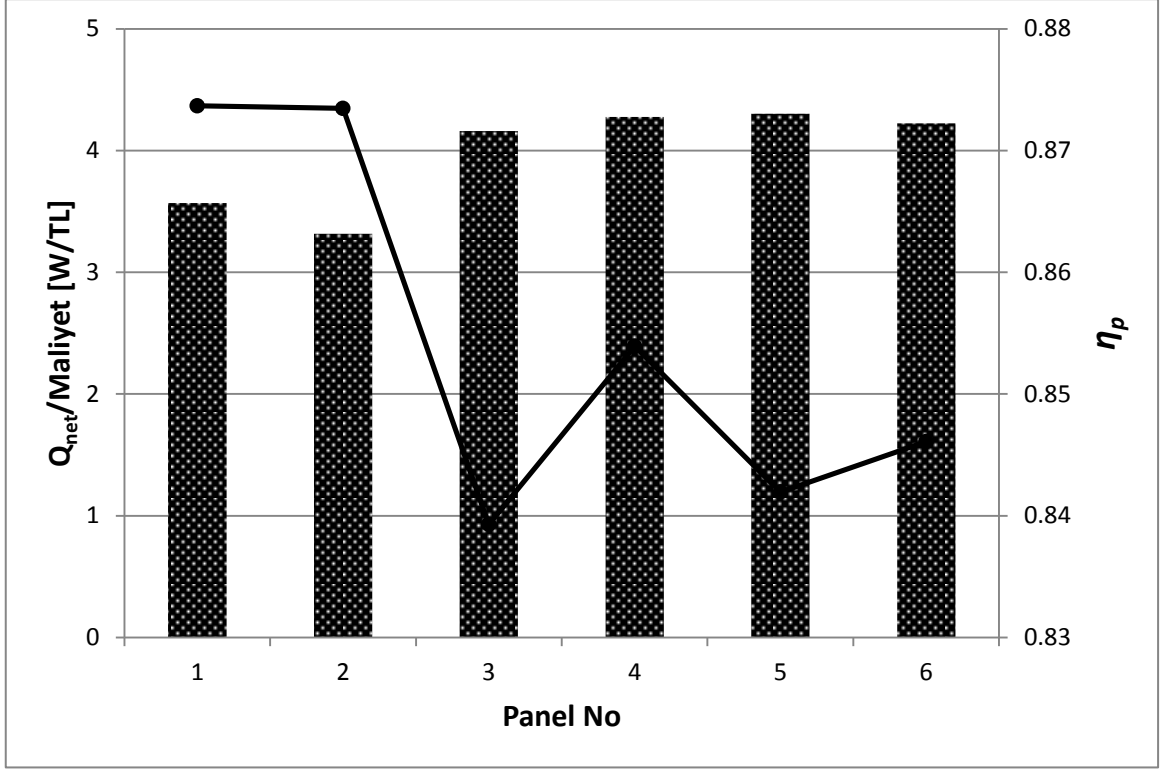
Şekil 5.46 150 mm boru aralığına göre W/TL değerleri

Şekil 5.44' de 50 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre folyosuz ve 0.1 mm folyo kalınlığına, 0.25 AFO' ya sahip paneller en iyi panel modelleri olarak öne çıkmaktadır. Bu panel modelleri için sırasıyla 3.57 W/TL ve 3.32 W/TL değerleri elde edilmiştir.

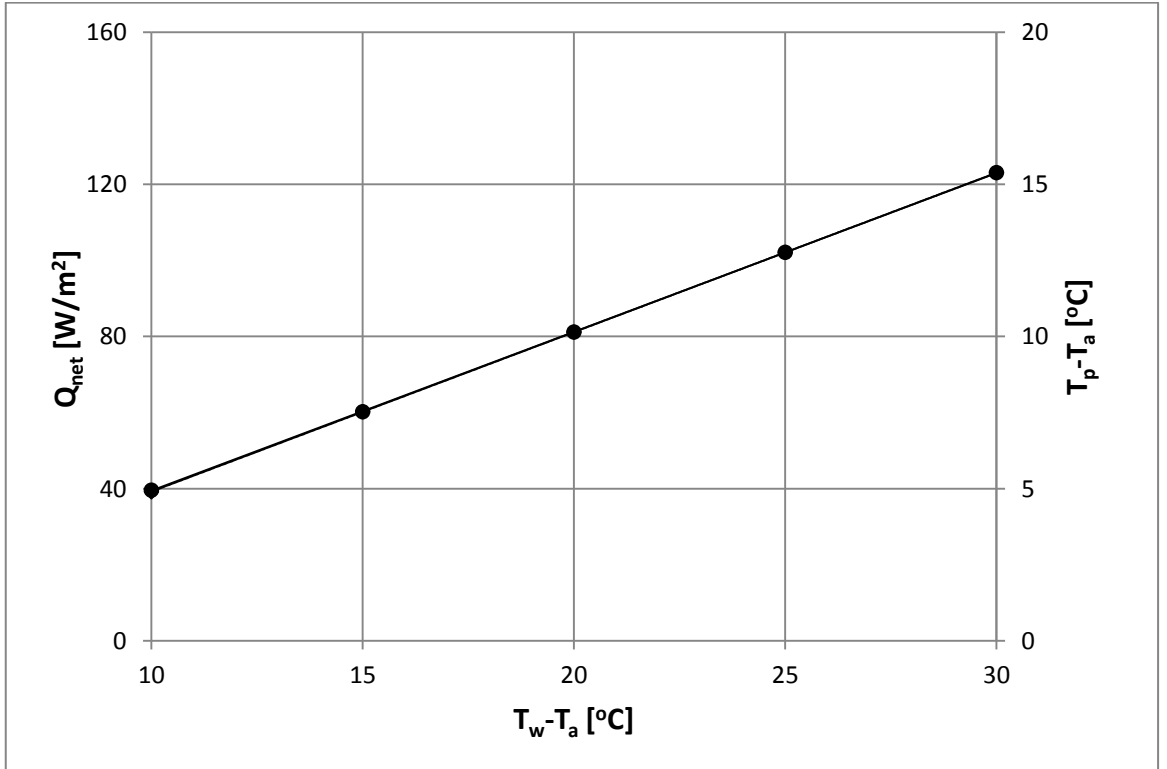
Şekil 5.45' de 100 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre folyosuz ve 0.1 mm folyo kalınlığı, 0.5 AFO' ya sahip olan paneller en iyi iki panel modelleri olarak tespit edilmiştir. Bu panel modelleri için sırasıyla 4.16 W/TL ve 4.28 W/TL değerleri elde edilmiştir.

Şekil 5.46' da 150 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre 0.1 mm folyo kalınlığına, 0.75 AFO' ya ve 0.1 mm folyo kalınlığı, 1 AFO' ya sahip olan paneller en iyi iki panel modelleri olarak tespit edilmiştir. Bu panel modelleri için sırasıyla 4.30 W/TL ve 4.22 W/TL değerleri elde edilmiştir.

Isı transferi analizleriyle kıyaslandığında maliyet analizleri de benzer sonuçlar vermektedir. Maliyet analizi sonuçlarında elde edilen tek fark ısı transferi analizlerinde elde edilen optimum folyo kalınlığı olan 0.2 mm değeri maliyet analizlerinde 0.1 mm bulunmuştur. Bunun nedeni folyo kalınlığının artmasıyla yanında ciddi bir maliyet getirmesidir. Bu nedenle optimum folyo kalınlığı 0.1 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.47' de Şekil 5.44, Şekil 5.45 ve Şekil 5.46' da gösterilen ve bu şekillerde numaralandırılan panel modellerinden her bir boru aralığı için en iyi iki tanesi karşılaştırılmıştır. 4 ve 5 numaraları panellerin sonuçları birbirine çok yakın olduğundan (4.28 ve 4.30 W/TL) dolayı seçim yapabilmek amacıyla grafiğe verim ölçütü de eklenmiştir. Verimi daha yüksek olduğu için 4 numaralı panel modeli optimum panel modeli olarak belirlenmiştir. Bu panel 0.1 mm folyo kalınlığı, 0.5 AFO' ya sahip olan panel modelidir. Şekil 5.48' de optimum panel modelini ilişkin su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı ve ısı akısı grafiği verilmiştir.



Şekil 5.47 En iyi panel modellerinin W/TL ve verim değerleri



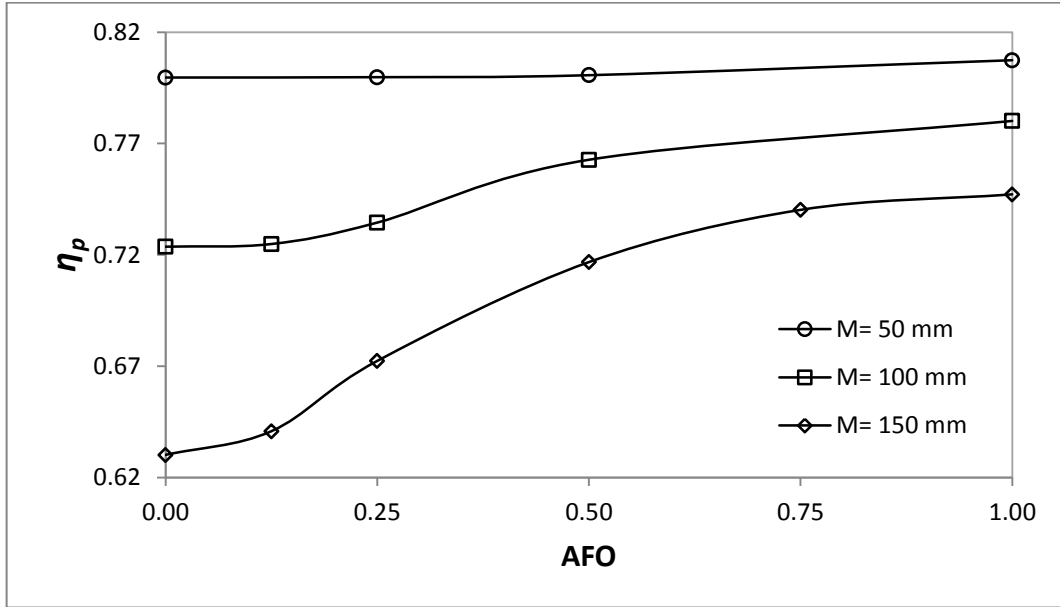
Şekil 5.48 Optimum panel modeli için su sıcaklığına bağlı ısı akısı ve yüzey sıcaklığı

5.8.2 4. Bölgeye (Erzurum) İçin Sayısal Analizler

Çizelge 5.6 AFO, AFK, modülasyon ve su sıcaklığına göre analiz sonuçları ($T_o = -21^\circ\text{C}$)

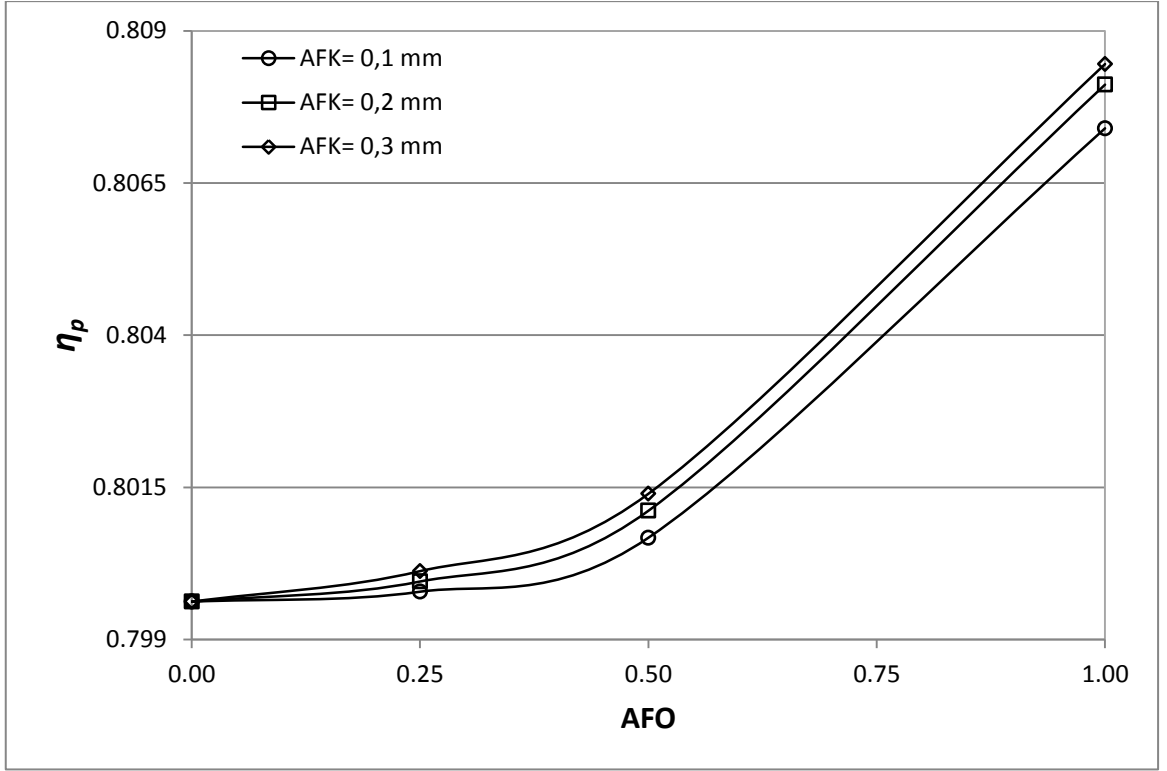
M [mm]			Qnet [W/m ²]				
			T _w =30	T _w =35	T _w =40	T _w =45	T _w =50
50	0	0	50.8	76.6	102.3	128.6	154.9
		0.1	50.0	76.5	102.9	129.3	155.8
		0.2	50.2	76.7	103.1	129.6	156.1
		0.3	50.3	76.8	103.3	129.8	156.3
	0.5	0.1	52.6	79.8	107.1	134.4	161.6
		0.2	52.9	80.3	107.7	135.1	162.5
		0.3	53.1	80.5	108.0	135.4	162.9
	1	0.1	55.9	84.4	112.9	141.3	169.8
		0.2	56.5	85.2	113.9	142.6	171.3
		0.3	56.8	85.6	114.4	143.1	171.9
100	0	0	25.6	42.4	59.1	75.9	92.7
		0.1	26.0	42.9	59.8	76.7	93.7
		0.2	26.1	43.1	60.0	77.0	93.9
		0.3	26.2	43.2	60.2	77.2	94.2
	0.25	0.1	29.0	46.9	64.9	82.9	100.9
		0.2	29.3	47.5	65.6	83.7	101.8
		0.3	29.5	47.8	66.0	84.2	102.4
	0.5	0.1	36.9	57.9	78.9	99.8	120.8
		0.2	38.5	60.1	81.6	103.1	124.7
		0.3	39.3	61.1	82.9	104.7	126.5
	1	0.1	43.5	67.0	90.5	114.0	137.4
		0.2	46.8	71.5	96.2	120.9	145.6
		0.3	48.3	73.5	98.7	123.9	149.1
150	0	0	12.4	24.0	35.6	47.2	58.8
		0.1	14.3	25.9	38.0	50.2	62.3
		0.2	14.0	26.2	38.4	50.5	62.7
		0.3	14.1	26.3	38.6	50.8	63.0
	0.25	0.1	18.2	31.9	45.6	59.3	73.0
		0.2	19.0	33.0	47.0	61.0	75.0
		0.3	19.3	33.5	47.6	61.8	75.9
	0.5	0.1	25.8	42.4	59.0	75.6	92.2
		0.2	28.6	46.2	63.8	81.4	99.0
		0.3	29.8	47.9	66.0	84.1	102.2
	0.75	0.1	30.8	49.3	67.8	86.3	104.8
		0.2	35.4	55.6	75.8	96.0	116.2
		0.3	37.5	58.5	79.5	100.5	121.5
	1	0.1	32.7	51.9	71.1	90.3	109.5
		0.2	38.3	59.6	80.9	102.2	123.5
		0.3	40.9	63.2	85.5	107.8	130.1

Dış hava sıcaklığını $+3^{\circ}\text{C}$ için yapılan analizlerde su sıcaklığına göre ısı akısının doğrusal olarak arttığı gösterilmişti. Bundan dolayı Dış hava sıcaklığını -21°C için yapılacak analizlerde de su sıcaklığı 40°C referans olarak alınacaktır.

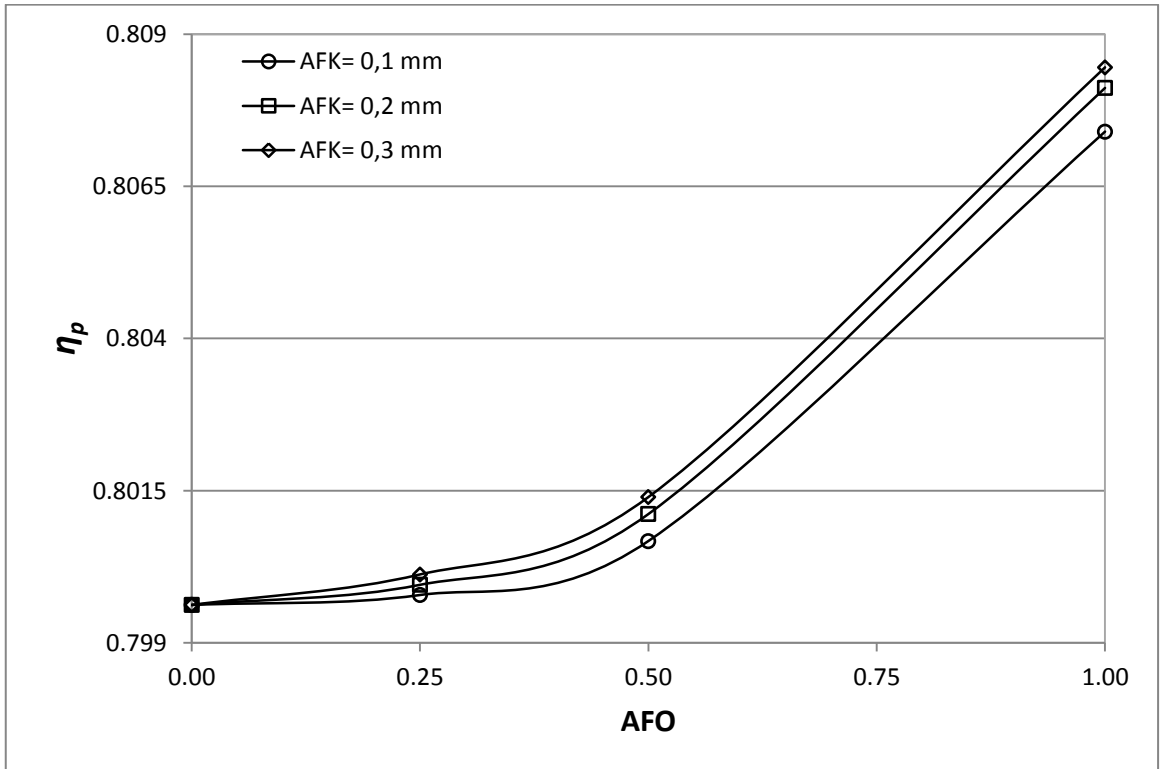


Şekil 5.49 Farklı borulara arası mesafeye göre panel veriminin AFO'ya göre değişimi

Analizlerde ilk olarak alüminyum folyo kullanımının panel verimine etkisi değerlendirilmiştir. Şekil 5.48' de farklı borular arası mesafeye göre AFO'nun panel verimine etkisi verilmiştir. Grafikler AFK 0.1 mm için çizilmiştir. Grafikte görüleceği üzere paneldeki AFO arttıkça panel verimi de artmaktadır. Borular arası mesafe 100 mm ve 150 mm için bu artış daha keskin iken 50 mm borular arası mesafeye sahip panel modellerinde folyonun çok az miktarda bir etkisi gözlenmektedir. 50 mm borular arası mesafeye sahip panel modelinde folyosuz modelde ısı akısı 102.3 W/m^2 iken 0.3 mm AFK ve AFO=1 panel modeli için ısı akısı 114.4 W/m^2 dir. Bu artışın folyo maliyetini karşılayamayacak türden olduğu düşünüldüğü için bundan sonraki analizlerde 50 mm borular arası mesafe kullanılmayacaktır.

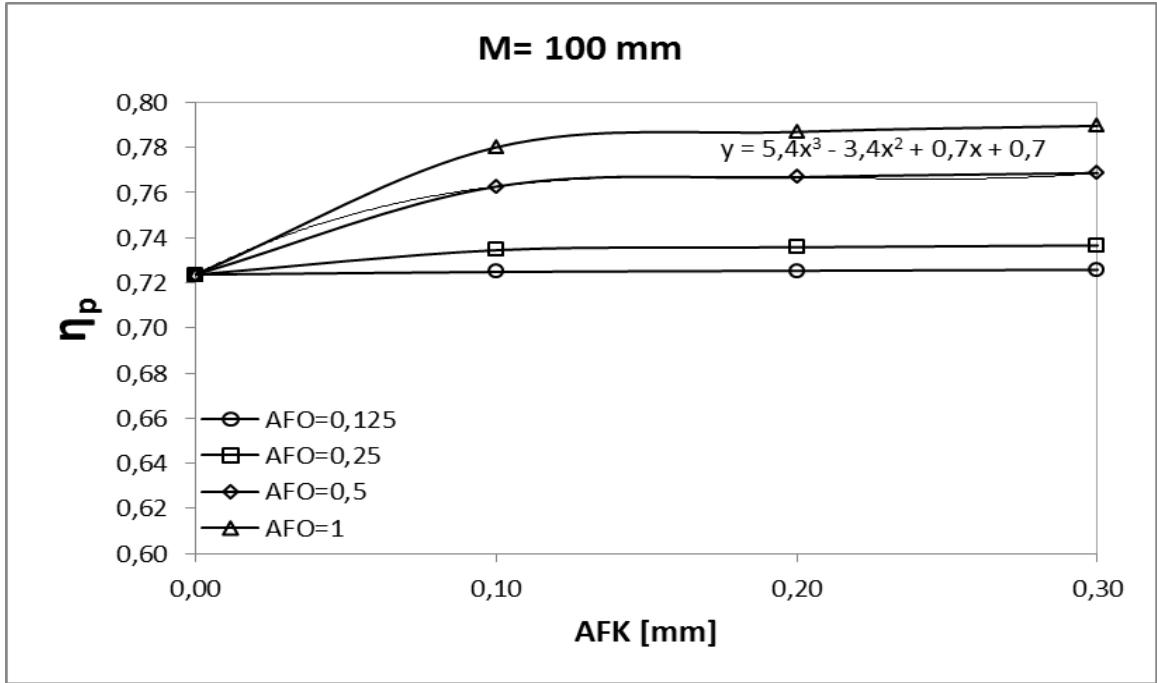


Şekil 5.50 Farklı AFK' ya göre panel veriminin AFO'ya göre değişimi

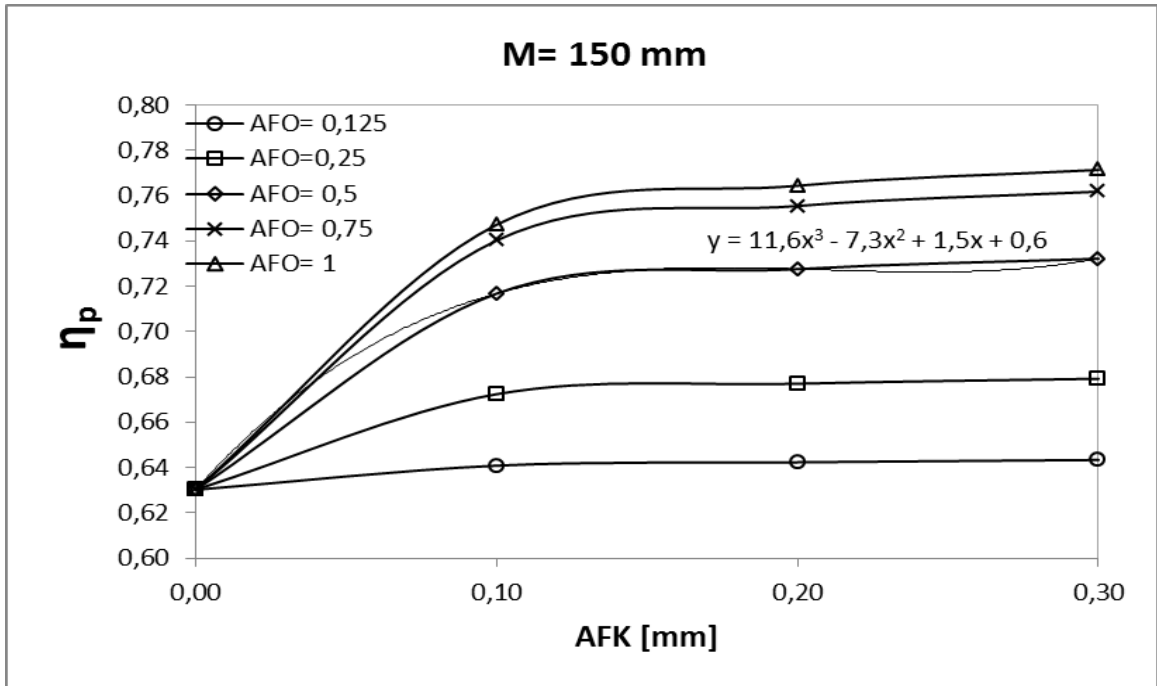


Şekil 5.51 Farklı AFK' ya göre panel veriminin AFO'ya göre değişimi

Şekil 5.51' de 50 mm boru aralığına sahip panel için folyo kalınlığı değerlendirilmiş ve sonuçlara bakıldığında folyo kalınlığı artırılrsa dahi panel veriminde maksimum %1'lik bir artış gözlenmiştir. Bu da yukarıda varılan sonucu destekler niteliktedir.



Şekil 5.52 100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi



Şekil 5.53 150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi

Şekil 5.52 ve Şekil 5.53' de folyo kalınlığının farklı AFO için 100 mm boru aralığı ve 150 mm boru aralıklı panel modellerindeki panel verimine etkisi incelenmiştir. Her iki grafikte de görüldüğü gibi panel verimi belli bir değerden sonra AFK artsa dahi sabitlenmektedir. Alüminyum folyonunun ısı transferine göz ardı edilemez bir etkisinin olduğunun yanında AFK'yı artırmak ısı transferinde malzeme maliyeti düşünüldüğünde makul olmayan bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Optimum noktaya bulmak amacıyla değişen AFO değerlerine rağmen grafiklerin benzer eğilimde olduğu göz önüne alınarak AFO= 0.5 için grafiğin denklemi çıkarılarak grafiğin dönüm noktası yani optimum nokta bulunacaktır.

M=100 mm AFO=0.5 için;

$$Q_{net} = 5.4(AFK)^3 - 3.4(AFK)^2 + 0.7(AFK) + 0.7 \quad (5.17)$$

$$\frac{d^2 Q_{net}}{d(AFK)^2} = 0 \quad (5.18)$$

$$\frac{d^2 Q_{net}}{d(AFK)^2} = 3 \times 2 \times 5.4(AFK) - 2 \times 3.4 = 0 \quad (5.19)$$

AFK= 0.2097 mm olarak bulunur.

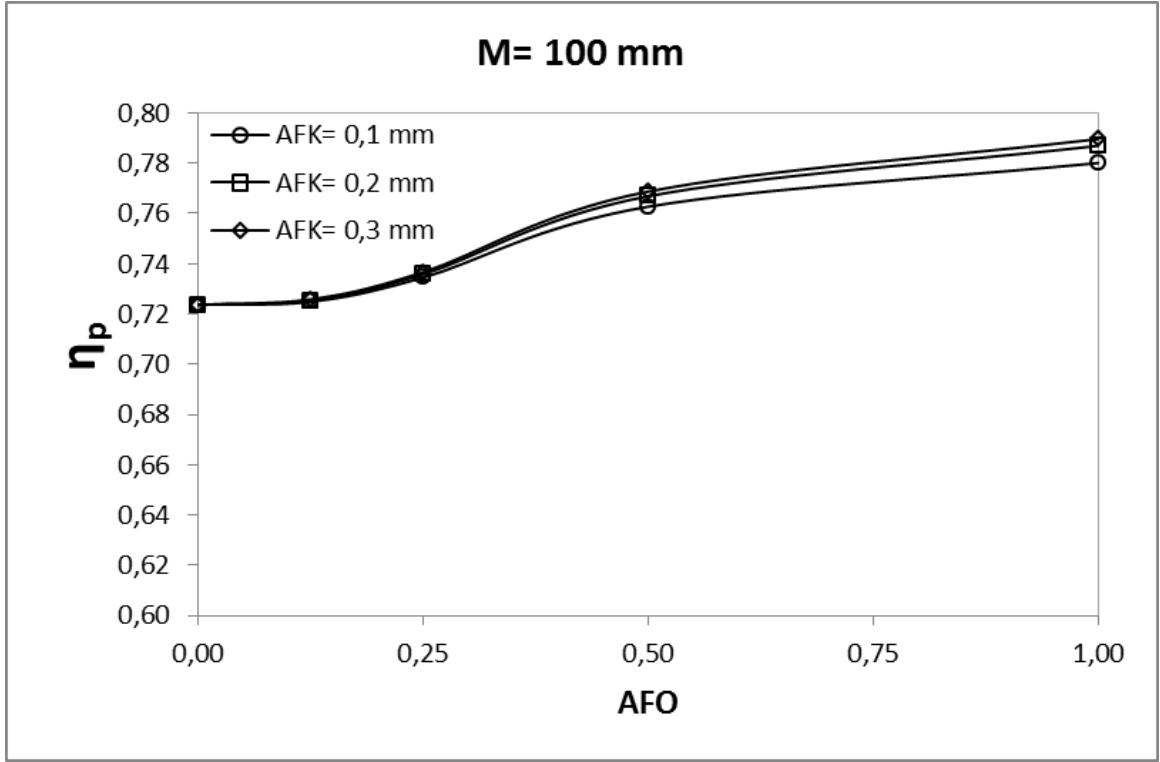
M=100 mm AFO=0.5 için;

$$Q_{net} = 11.6(AFK)^3 - 7.3(AFK)^2 + 1.5(AFK) + 0.6 \quad (5.20)$$

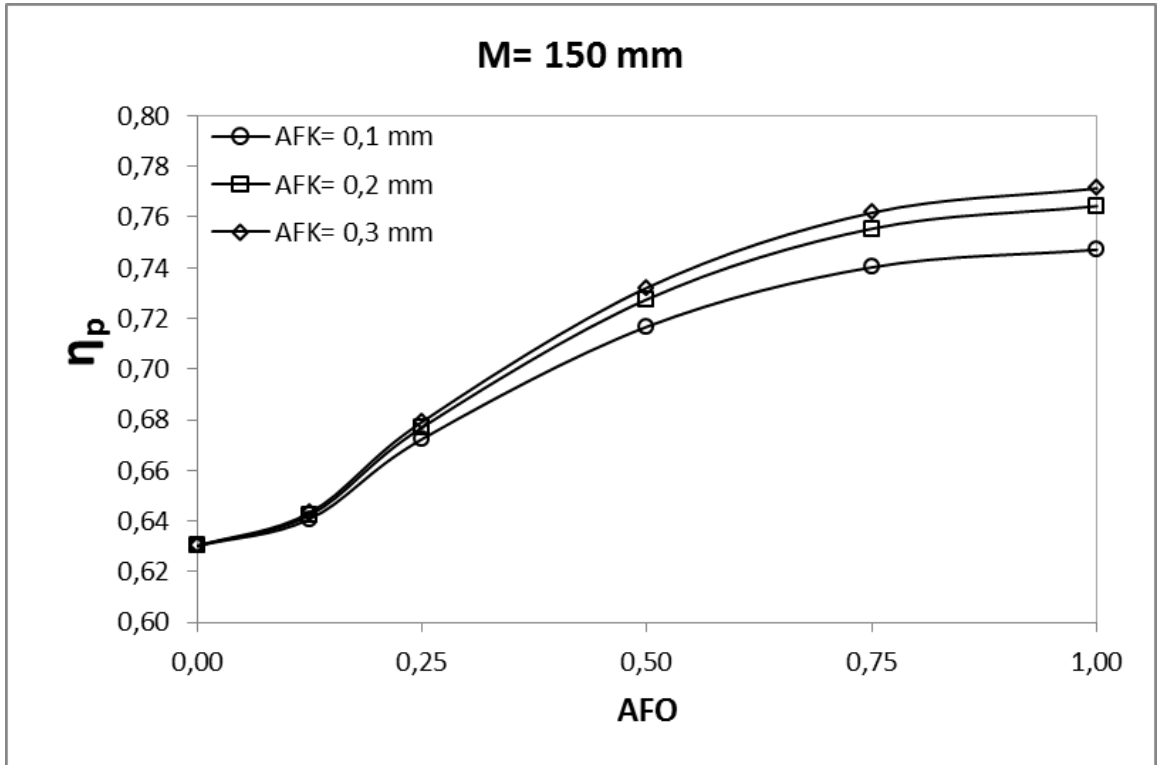
$$\frac{d^2 Q_{net}}{d(AFK)^2} = 0 \quad (5.21)$$

$$\frac{d^2 Q_{net}}{d(AFK)^2} = 3 \times 2 \times 11.6(AFK) - 7.3 \times 2 = 0 \quad (5.22)$$

AFK= 0.2098 mm olarak bulunur.

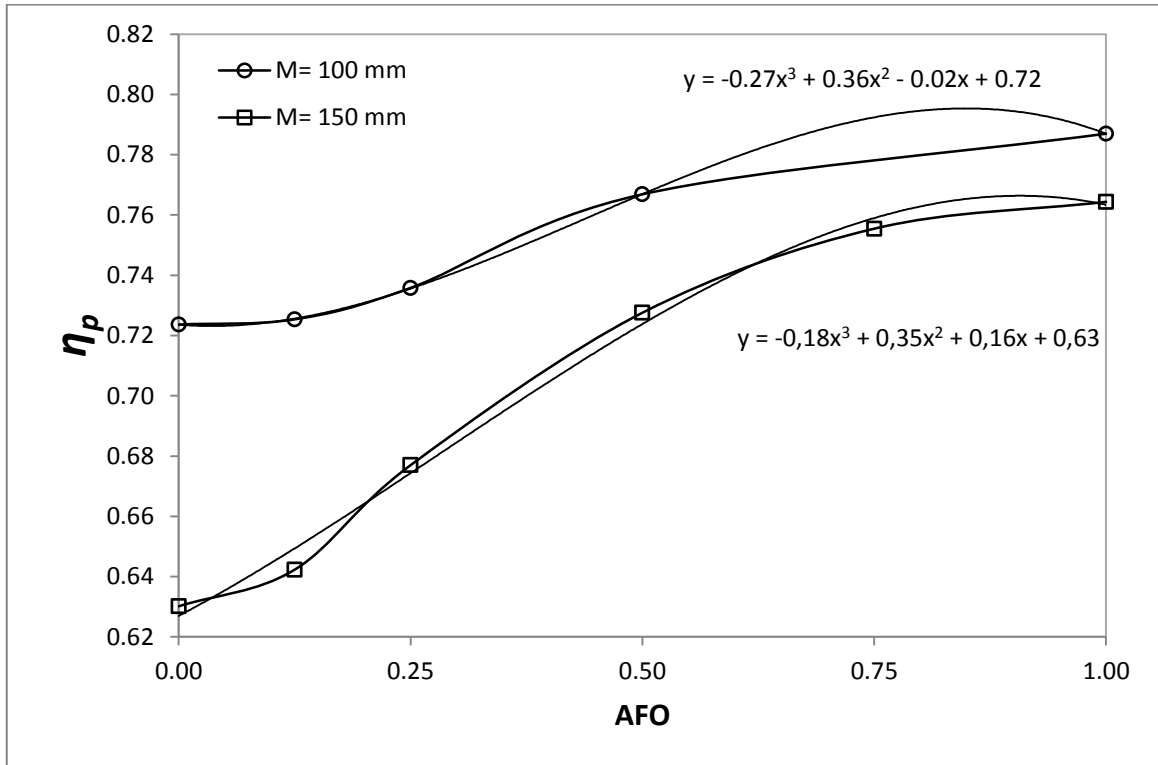


Şekil 5.54 100 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi



Şekil 5.55 150 mm modülasyon için farklı AFO'ya göre AFK' nın verime etkisi

Şekil 5.52 ve Şekil 5.53' de farklı folyo kalınlıklarına göre panel verimi değerlendirilmiştir. Optimum folyo kalınlığı olarak hesaplamalarda 0.2 mm bulunmuştur. Grafikte de folyo kalınlığı 0.1 mm'den 0.2 mm'ye artırıldığında en büyük artışı gözlemlendiği görülmektedir. Buna rağmen folyo kalınlığının etkisi çok düşüktür. Örneğin 150 mm boru aralığı için AFO =0.75 için folyo kalınlığı 0.1 mm'den 0.3 mm' ye artırıldığında panel veriminde sadece %2'lik bir artış gözlenmektedir. Bu da ısı transferi cinsinden yaklaşık 12W/m² lik bir artışa tekabül etmektedir. Bu veriler ile folyo maliyetinin fizibil olduğuna dair bir karara varılamamaktadır. Bu nedenle folyo kalınlığının etkisi maliyet analizlerinde tekrar değerlendirilecektir. Fakat analizlerde ilerlemek açısından ısı transferi analizlerinde bulunan AFK= 0.2 mm değeri referans olarak kullanılacaktır.



Şekil 5.56 Farklı borular arası mesafeye göre AFO' nun panel verimine etkisi

M=100 mm için;

$$Q_{net} = -0.27 (AFO)^3 + 0.36(AFO)^2 - 0.02(AFO) + 0.72 \quad (5.23)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 0 \quad (5.24)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 3 \times 2 \times (-0.27)(AFO) + 2 \times 0.36 = 0 \quad (5.25)$$

AFO= 0.444 olarak bulunur.

M=150 mm için;

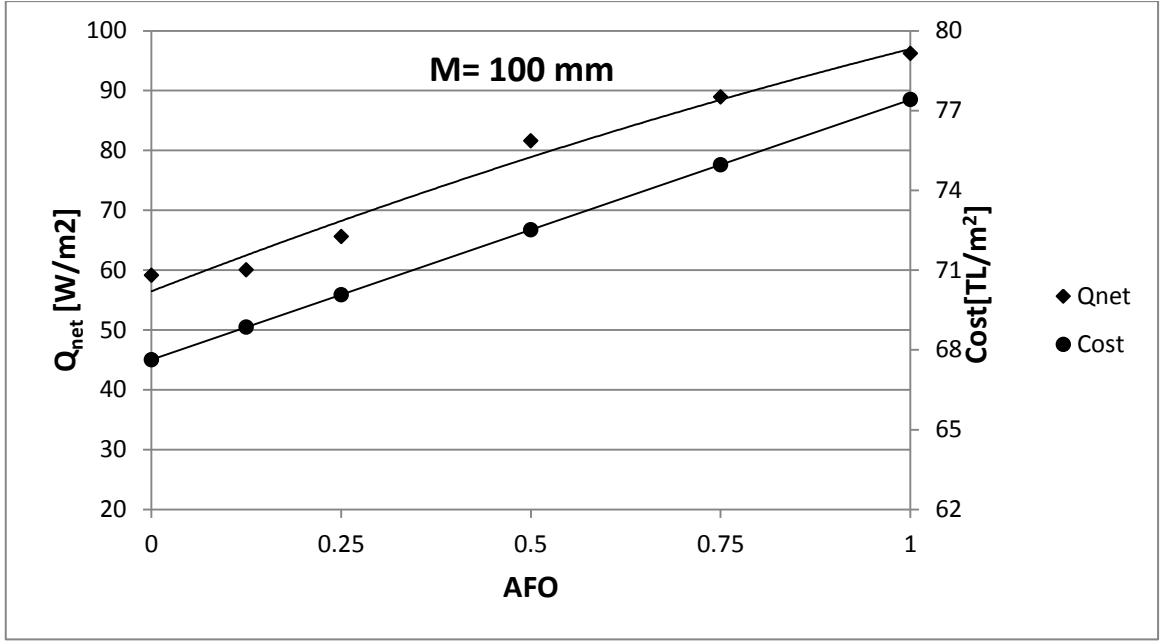
$$Q_{net} = -0.18(AFO)^3 + 0.35(AFO)^2 + 0.16(AFO) + 0.63 \quad (5.26)$$

$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 0 \quad (5.27)$$

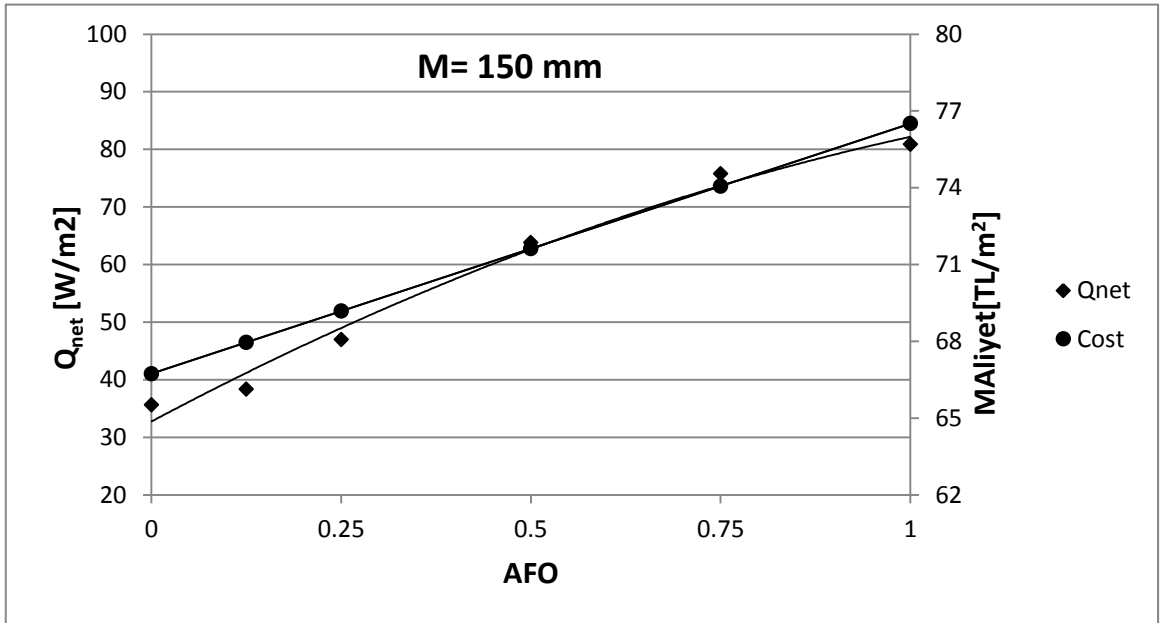
$$d^2 Q_{net} / d(AFO)^2 = 3 \times 2 \times (-0.18)(AFO) + 2 \times 0.35 = 0 \quad (5.28)$$

AFK= 0.648 mm olarak bulunur.

Yukarıda yapılan analizler göstermektedir ki borular arası mesafe 100 mm kullanıldığında optimum alüminyum folyo oranı mevcut modeller içerisinde 0.5, borular arası mesafe 150 mm kullanıldığında ise AFO 0.75 olmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi 50 mm borular arası mesafe için ise folyosuz modeldir. Isı transferi hesaplamalarına göre 1. Bölge için yapılan analizlerle benzer sonuçlar elde edilmiştir. Analizler maliyet çalışması yapılarak değerlendirilmeye devam edecektir.

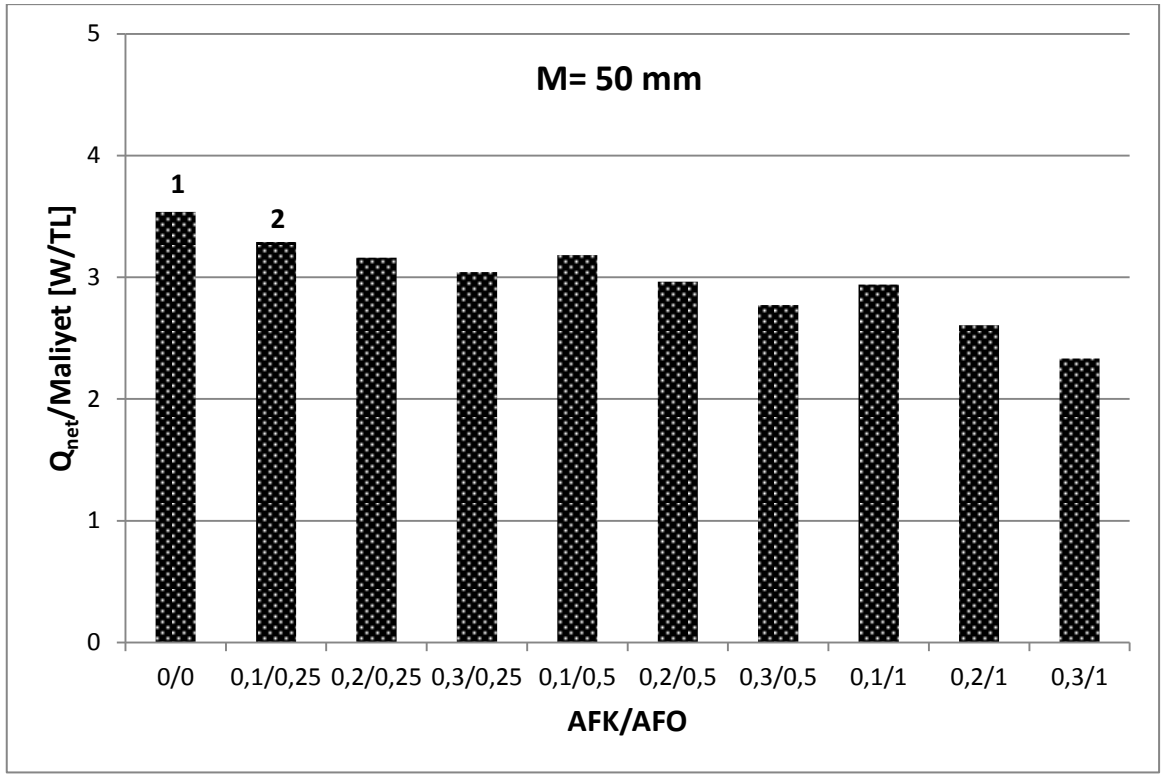


Şekil 5.57 Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği

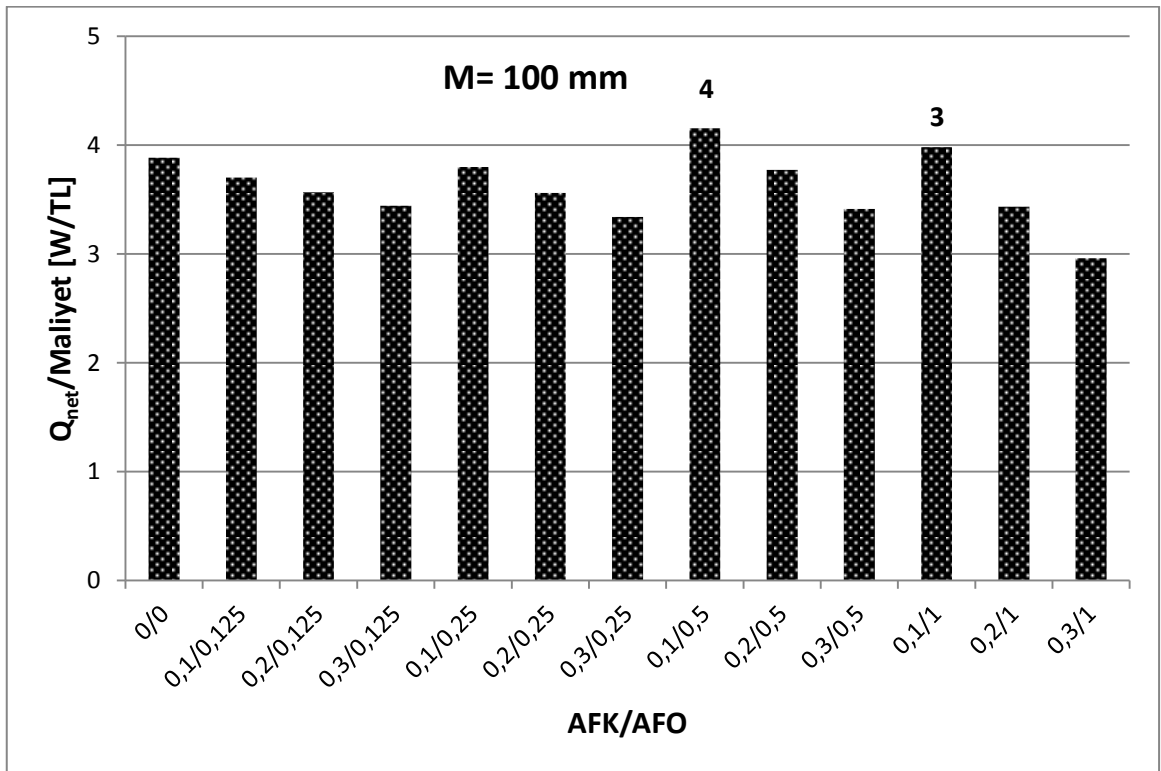


Şekil 5.58 Borular arası mesafe 100 mm için AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafiği

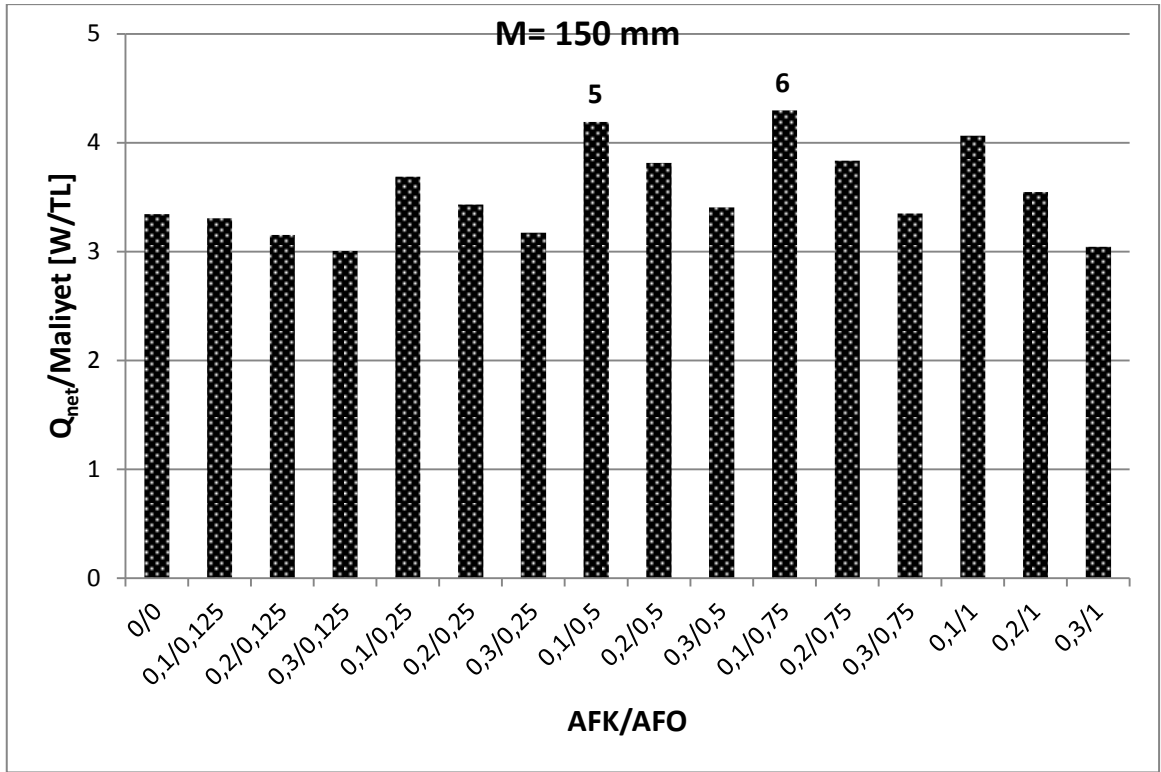
Şekil 5.57 ve Şekil 5.58'de AFO'ya bağlı ısı akısı ve maliyet grafikleri verilmiştir. Grafikler incelenirken ısı akısı ile maliyet arasındaki farkın en yüksek olduğu panel modeli en iyi panel modeli olarak kabul edilebilir. Bu duruma göre Şekil 5.57 değerlendirildiğinde 100 mm borular arası mesafe için AFO= 0.5 en iyi panel modeli olarak öne çıkmaktadır. Aynı şekilde Şekil 5.56 değerlendirildiğinde yukarıda yapılan analizlerle paralel olarak AFO= 0.75 en uygun panel modeli olarak bulunmuştur.



Şekil 5.59 50 mm boru aralığına göre W/TL değerleri



Şekil 5.60 100 mm boru aralığına göre W/TL değerleri

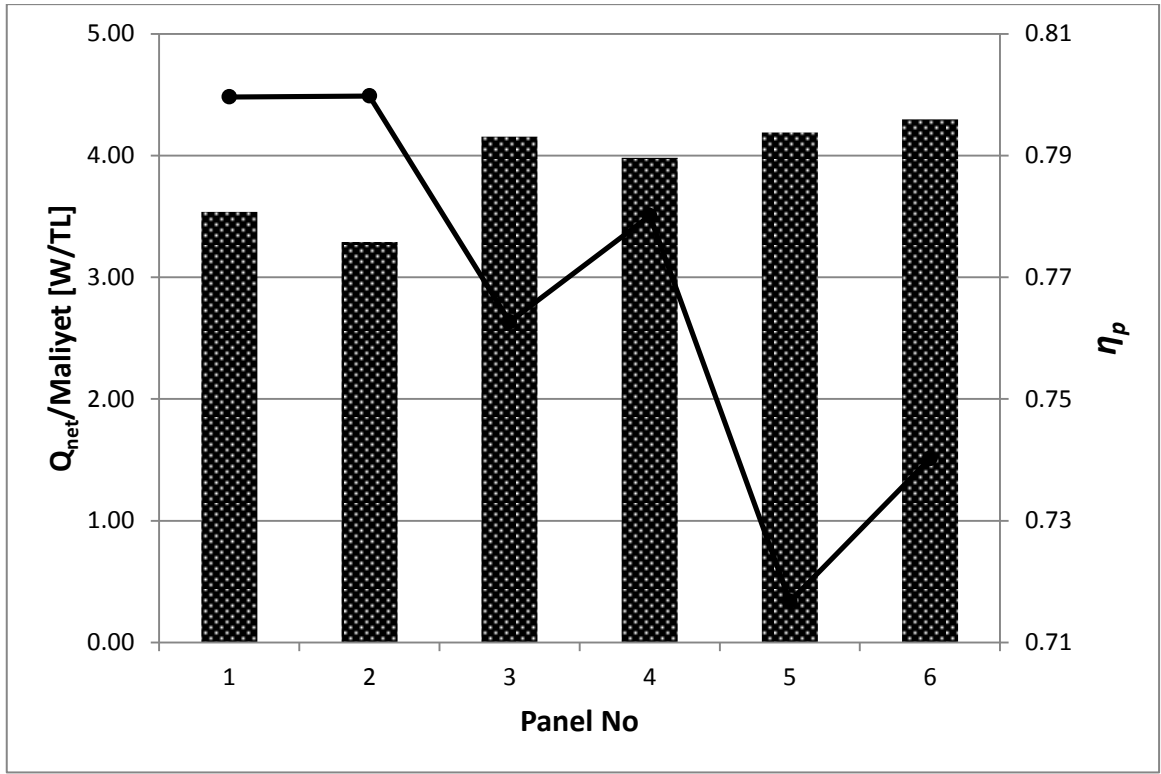


Şekil 5.61 150 mm boru aralığına göre W/TL değerleri

Şekil 5.59' da 50 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre folyosuz ve 0.1 mm folyo kalınlığına, 0.25 AFO' ya sahip paneller en iyi panel modelleri olarak öne çıkmaktadır. Bu panel modelleri için sırasıyla 3.54 W/TL ve 3.28 W/TL değerleri elde edilmiştir.

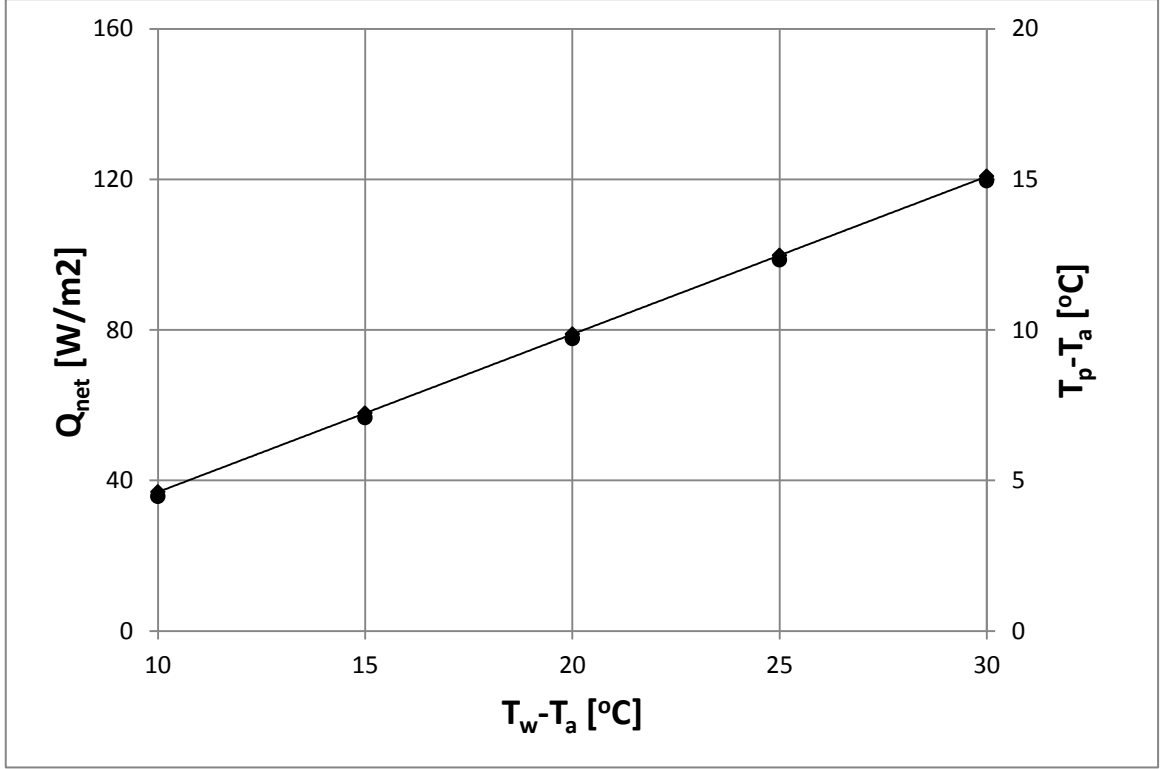
Şekil 5.60' de 100 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre 0.1 mm folyo kalınlığına, 0.5 AFO' ya ve 0.1 mm folyo kalınlığı, 1 AFO' ya sahip olan paneller en iyi iki panel modelleri olarak tespit edilmiştir. Bu panel modelleri için sırasıyla 4.16 W/TL ve 3.98 W/TL değerleri elde edilmiştir.

Şekil 5.61' de 150 mm borular arası mesafeye sahip panel modelleri için birim maliyet başına elde edilen ısı akıları paylaşılmıştır. Bu sonuçlara göre 0,1 mm folyo kalınlığına, 0.5 AFO' ya ve 0.1 mm folyo kalınlığı, 0.75 AFO' ya sahip olan paneller en iyi iki panel modelleri olarak tespit edilmiştir. Bu panel modelleri için sırasıyla 4.19 W/TL ve 4.30 W/TL değerleri elde edilmiştir.



Şekil 5.62 En iyi panel modellerinin W/TL ve verim değerleri

Isı transferi analizleriyle kıyaslandığında maliyet analizleri de benzer sonuçlar vermektedir. Maliyet analizi sonuçlarında elde edilen tek fark ısı transferi analizlerinde elde edilen optimum folyo kalınlığı olan 0.2 mm değeri maliyet analizlerinde 0.1 mm bulunmuştur. Bunun nedeni folyo kalınlığının artmasıyla yanında ciddi bir maliyet getirmesidir. Bu nedenle optimum folyo kalınlığı 0.1 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.62' a Şekil 5.59, Şekil 5.60 ve Şekil 5.61' de gösterilen ve bu şekillerde numaralandırılan panel modellerinden her bir boru aralığı için en iyi iki tanesi karşılaştırılmıştır. 3, 4, 5 ve 6 numaralı panellerin sonuçları birbirine çok yakın olduğundan (4.16, 3.98, 4.19 ve 4.30 W/TL) dolayı seçim yapabilmek amacıyla grafiğe verim ölçütü de eklenmiştir. Verimi daha yüksek olduğu için 4 numaralı panel modeli optimum panel modeli olarak belirlenmiştir. Bu panel 0.1 mm folyo kalınlığı, 0.5 AFO' ya sahip olan panel modelidir. Şekil 5.63' de dış hava sıcaklığı -21°C için optimum bulunan panel modeli için su sıcaklığına bağlı yüzey sıcaklığı ve ısı akısı grafiği verilmiştir.



Şekil 5.63 Optimum panel modeli için su sıcaklığına bağlı ısı akısı ve yüzey sıcaklığı

Optimum panel modelleri iki uç bölge için yapılan analizlerde aynı çıkmıştır. Bu nedenle diğer iki bölge için yapılan sayısal analiz sonuçları değerlendirilmemiş, bulunan 100 mm boru aralığına sahip 0.1 mm folyo kalınlığı ve 0.5 folyo oranına sahip optimum panel modeli genele yayılmıştır.

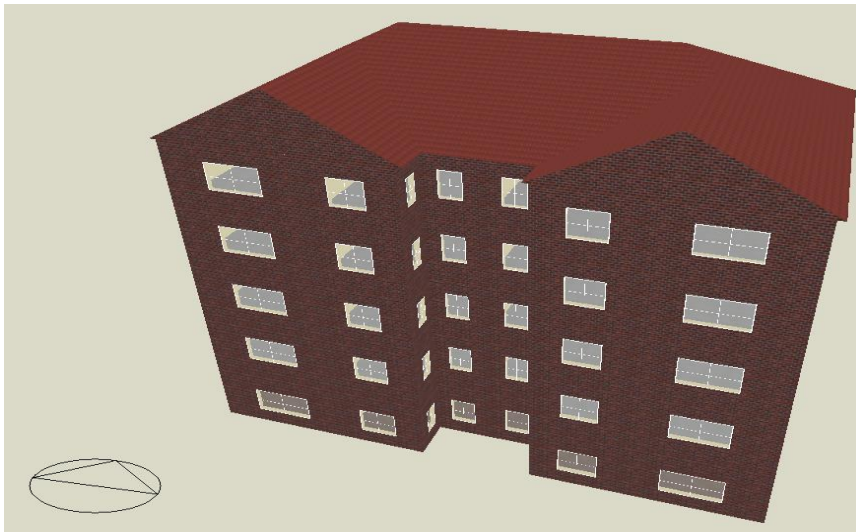
İki bölge için yapılan analiz sonuçları değerlendirildiğinde yüzey sıcaklıkları ve oda içerisine olan ısı transferi değerleri birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Buna rağmen panel arkasından dış havaya olan kayıp değişkenlik göstermektedir. Dışarıya olan kayıp dış hava sıcaklığı azaldıkça artmakta bu da panel verimini olumsuz etkilemektedir. Oda içerisine olan ısı transferi miktarları yaklaşık olarak eşit olacak olup bu durum sadece kararlı hale gelme süresini etkileyecektir.

Analizleri yapılan 1. ve 4. Bölgenin sonuçları bu açıdan karşılaştırıldığında panel verimleri arasında %9 luk bir fark görülmektedir ki bu da panel arkasından kaçan kayıp cinsinden 10.65 W/m^2 denk gelmektedir. $6 \times 3 \text{ m}$ ölçülerindeki bir oda değerlendirildiğinde bölgeler arası oluşacak fark yaklaşık 200 W a denk gelmektedir. Bu fark da gerekli durumlarda su sıcaklığını artırarak tolere edilebileceğinden optimum bulunan optimum panel modeli genele yayılmıştır.

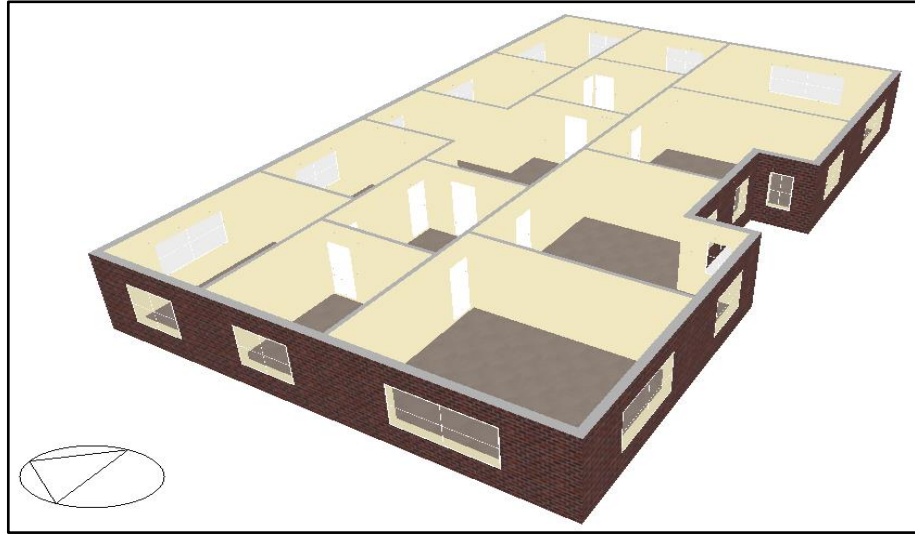
TERMOEKONOMİK ANALİZ

6.1 Termoeconomik Analize Giriş

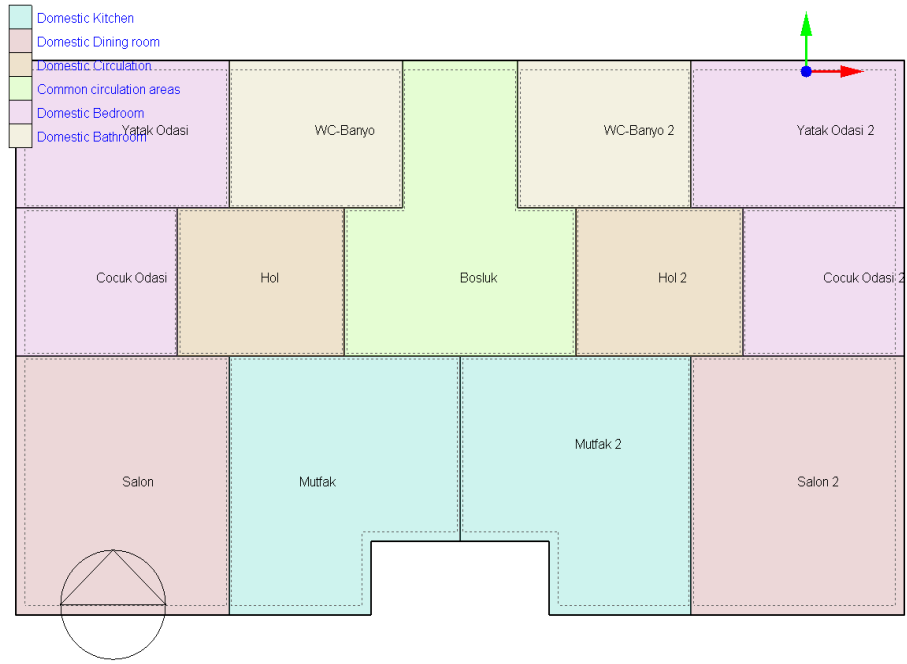
Termoeconomik analiz çalışmasında duvardan ısıtma sisteminin uygulanabilirliğini görmek adına örnek bir mimari proje ele alınarak hem radyatör hem de hibrid duvar sistem uygulanmıştır. Sistemler ekonomik yönden karşılaştırılmıştır. Uygulamanın yapıldığı bina TS 825'e [1] göre ikinci derece gün illeri arasında bulunan İstanbul'dadır. 5 katlı apartman şeklindedir ve her katta ikişer daire olacak şekilde tasarlanmıştır. Uygulamanın yapıldığı binanın görünümü Şekil 6.1, Şekil 6.2 ve Şekil 6.3' te gösterilmektedir. Binanın dıştan dışa boyu 25 ve eni 15 metredir. Yüksekliği ise her kat 3 m olacak şekilde 15 metredir. Bina basit betonarmedir. Giriş kapısı metal, iç kapılar ağaç doğrama ve pencereler çift cam PVC'dir.



Şekil 6.1 Uygulamanın Yapıldığı Binanın Dıştan Görünümü



Şekil 6.2 Uygulamanın Yapıldığı Binanın İçten Görünümü



Şekil 6.3 Uygulamanın Yapıldığı Binanın Kat Planı

6.2 Radyatör Sistemi ile Isıtma

Bu bölümde bir binaya radyatör sistemi uygulanmış ve karşılaştırmaya referans olacak değerler elde edilmiştir. Temel olarak sistemin ilk yatırım maliyeti (ısı ve kabuk) ile işletme maliyeti üzerinde durulmuştur.

6.2.1 Veriler ve Kabuller

Hesaplarda esas alınan iç ve dış sıcaklık değerleri TS 2164'ten alınmış ve Çizelge 6.1'de gösterilmiştir. Yapılan analizler mahal mahal değerlendirilmiş ve her mahal için farklı sıcaklık ayar değeri alınmıştır.

Çizelge 6.1 Dış ve İç Ortam Sıcaklıkları

	Sıcaklık (°C)
Dış ortam	-3
Salon	20
Yatak odası	18
Mutfak	20
Banyo	23
Hol	20
Kazan dairesi	20

6.2.2 Yapı Elemanlarının Toplam Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Çeşitli yapı elemanları ve bileşenlerine ait ısı iletkenlik hesap değerleri, farklı kalınlıklardaki hava tabakalarının ısı geçirgenlik dirençleri, iç ve dış hava tarafındaki ısı taşınım katsayıları çizelgelerden alınarak yapı elemanlarının toplam ısı geçiş katsayısı Denklem (6.1) ile hesaplanır.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_3}{k_3} + \dots + \frac{1}{h_d} \quad (6.1)$$

Bu denklemde 'h' ısı taşınım katsayısı, 'l' yapı elemanının kalınlığını ve 'k' ise yapı elemanının ısı iletim katsayısını belirtmektedir.

Kapı ve pencerelerin ortalama ısı geçiş katsayıları tablolardan okunarak kabul edilmiştir. Yapı elemanlarının bileşimleri ve Denklem (6.1) kullanılarak hesaplanan toplam ısı geçiş katsayıları tablo halinde Çizelge 6.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 Hesaplarda Kullanılan U Değerleri

Yapı Elemanları		Yapı Elemanı Kalınlığı	Isı İletim Katsayısı	$l/k, 1/h$	Toplam Isı Geçiş Katsayısı
		l (m)	k (W/mK)	(m^2K/W)	U (W/ m^2K)
Dış Duvar	$1/h_i$			0.13	
	Alçı sıva	0.04	0.35	0.11	
	W sınıfı tuğla	0.19	0.45	0.42	
	Polistiren eks. köpük	0.03	0.038	0.79	
	Alçı sıva	0.06	0.35	0.17	
	$1/h_d$			0.04	
Toplam				1.66	0.60
Tavan	$1/h_i$			0.13	
	Alçı sıva	0.02	0.35	0.06	
	Betonarme	0.15	1.30	0.12	
	Polistiren köpük	0.05	0.04	1.25	
	$1/h_d$			0.08	
Toplam				1.64	0.60
İç Duvar	$1/h_i$			0.08	
	Gaz beton	0.10	2.00	0.05	
	$1/h_d$			0.08	
Toplam				0.21	4.70
Döşeme	$1/h_i$			0.06	
	Ahşap parke	0.03	0.19	0.16	
	Şap	0.02	1.40	0.01	
	Kat betonu	0.10	2.00	0.05	
	Sıva	0.02	1.40	0.01	
	$1/h_d$			0.06	
Toplam				0.35	2.82
Pencereler					2.80
İç Kapılar					2.00
Dış Kapı					4.00

6.2.3 Binanın Toplam Isı Kaybı

Bir hacmin ısı kaybı hacimdeki yapı bileşenlerinden iletim yoluyla ve hava sızıntısı yoluyla gerçekleşmektedir. Artırımlı iletimle ısı kaybı ve hava sızıntısı yoluyla olan ısı kaybı toplanarak toplam ısı kaybı hesaplanır. Bu çalışma kapsamında binanın toplam ısı kaybı DesignBuilder adlı yazılım yardımıyla hesaplanmıştır. Çizelge 6.3' te her bir mahal için hesaplanan ısı kaybı miktarları görülmektedir.

Çizelge 6.3 Binanın Toplam Isı Kaybı

Kat	Mahal	Mahal Alanı	İstenen Sıcaklık	Isı kaybı	Kat	Mahal	Mahal Alanı	İstenen Sıcaklık	Isı kaybı
		m ²	°C	kW			m ²	°C	kW
Zemin	Mutfak	36.69	20	1.43	1	Mutfak	36.69	20	1.38
	Mutfak 2	36.69	20	1.43		Mutfak 2	36.69	20	1.38
	Salon	37.35	20	1.56		Salon	37.35	20	1.50
	Salon 2	37.35	20	1.56		Salon 2	37.35	20	1.50
	Hol	17.58	20	3.38		Hol	17.58	20	3.10
	Hol 2	17.58	20	0.41		Hol 2	17.58	20	0.39
	Boşluk	36.25	20	0		Boşluk	36.25	20	0
	Çocuk Odası	16.15	20	3.39		Çocuk Odası	16.15	20	3.13
	Çocuk Odası 2	16.15	20	3.39		Çocuk Odası 2	16.15	20	3.13
	Yatak Odası	20.45	18	0.79		Yatak Odası	20.45	18	0.77
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.79		Yatak Odası 2	20.45	18	0.77
	WC-Banyo	17.18	23	1.13		WC-Banyo	17.18	23	1.08
	WC-Banyo 2	17.18	23	1.13		WC-Banyo 2	17.18	23	1.08
2	Mutfak	36.69	20	1.38	3	Mutfak	36.69	20	1.41
	Mutfak 2	36.69	20	1.38		Mutfak 2	36.69	20	1.41
	Salon	37.35	20	1.50		Salon	37.35	20	1.53
	Salon 2	37.35	20	1.50		Salon 2	37.35	20	1.53
	Hol	17.58	20	3.10		Hol	17.58	20	3.12
	Hol 2	17.58	20	0.39		Hol 2	17.58	20	0.40
	Boşluk	36.25	20	0		Boşluk	36.25	20	0
	Çocuk Odası	16.15	20	3.13		Çocuk Odası	16.15	20	3.14
	Çocuk Odası 2	16.15	20	3.13		Çocuk Odası 2	16.15	20	3.14
	Yatak Odası	20.45	18	0.77		Yatak Odası	20.45	18	0.78
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.77		Yatak Odası 2	20.45	18	0.78
	WC-Banyo	17.18	23	1.08		WC-Banyo	17.18	23	1.10
	WC-Banyo 2	17.18	23	1.08		WC-Banyo 2	17.18	23	1.10
4	Mutfak	36.69	20	1.60		Mutfak	36.69	20	1.60
	Mutfak 2	36.69	20	1.60		Mutfak 2	36.69	20	1.60
	Salon	37.35	20	1.71		Salon	37.35	20	1.71
	Salon 2	37.35	20	1.71		Salon 2	37.35	20	1.71
	Hol	17.58	20	3.22		Hol	17.58	20	3.22
	Hol 2	17.58	20	0.50		Hol 2	17.58	20	0.50
	Boşluk	36.25	20	0		Boşluk	36.25	20	0
	Çocuk Odası	16.15	20	3.23		Çocuk Odası	16.15	20	3.23
	Çocuk Odası 2	16.15	20	3.23		Çocuk Odası 2	16.15	20	3.23
	Yatak Odası	20.45	18	0.88		Yatak Odası	20.45	18	0.88
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.88		Yatak Odası 2	20.45	18	0.88
	WC-Banyo	17.18	23	1.22		WC-Banyo	17.18	23	1.22
	WC-Banyo 2	17.18	23	1.22		WC-Banyo 2	17.18	23	1.22
TOPLAM				99.25					

6.2.4 Kazan Kapasitesinin Belirlenmesi ve Kazan Seçimi

Binanın toplam ısı kaybı 99.25 kW olarak tespit edilmiştir. Hesaplanan ısı kaybı doğrultusunda Buderus GB 162-100W Duvar Tipi Yoğuşmalı Kazan seçilmiştir. Kazanın maksimum çalışma sıcaklığı 90 °C'dir. Bu kazanın ısıl kapasitesi 100 kW, verimi % 98 kadardır.

6.2.5 Yıllık Yakıt Sarfiyatının Belirlenmesi

İşletme maliyetinin en önemli kalemlerinden olan yıllık yakıt sarfiyatının hesabında dış ortalama sıcaklığın mevsim boyunca değişimi göz önüne alınmalıdır. TS 825 çizelgesinde ısı enerjisi ihtiyacı ($Q_{yıl}$) kJ cinsinden bulunur ve Denklem (6.2)'de kullanılarak yıllık yakıt sarfiyatı belirlenir. DesignBuilder yazılımı yardımıyla bulunan yıllık ısı enerjisi ihtiyacı 33653.94 kWh/yıl'dır. Bunun eşdeğeri 121154184 kJ/yıl'dır.

$$B_y = \frac{Q_{yıl}}{H_u \times \eta_k} \quad (6.2)$$

Yakıt olarak kullanılacak olan doğalgazın alt ısı değeri 34485 kJ/m³ olarak belirlenmiştir. Bilinen değerler Denklem (6.2)'de yerlerine yazılırsa sonuç olarak yıllık yakıt sarfiyatı 3585 m³/yıl olarak elde edilir.

6.2.6 Radyatör Sistem Ekipmanları ve Maliyeti

Yapılan hesaplamalar sonucunda ısıl sistem tasarımı için gerekli olan sistem bileşenleri ortaya konmuştur. Sistemi oluşturacak cihaz ve ekipmanlarla birlikte bunların maliyetleri ve yaklaşık işçilik maliyetleri Çizelge 6.4'te gösterilmiştir. Sistemin yaklaşık maliyeti buradan bulunabilir. Çizelge 6.4' te hesaplanan değer, radyatörle ısıtma sisteminin ısıl sistemine ait ilk yatırım maliyetidir.

Çizelge 6.4 Radyatörle Isıtma Sistemi Cihaz ve Ekipmanları

Kullanılan Malzeme	Birim	Miktar	Malzeme Birim Fiyatı	Malzeme Tutarı	İşçilik Birim Fiyatı	İşçilik Tutarı
			TL	TL	TL	TL
Buderus GB 162-100W Kazan	adet	1	10835.5	10835.5	800	800
Kazan Dairesi Ekipmanları			1083.5	1083.5	200	200
Borulama ve Fittings	m	400	6	2400	5	2000
ECA PKKP 600/600 Radyatör	adet	60	100	6000	50	3000
ECA PKKP 600/1500 Radyatör	adet	10	225	2250	50	500
Radyatör Vanası	adet	60	10	600	5	300
Termostatik Radyatör Vanası	adet	60	20	1200	5	300
TOPLAM				24369		7100
GENEL TOPLAM						31469

6.2.7 Binanın Dış Duvar Maliyeti

Ekonomik analizde karşılaştırılacak olan sistemler arasındaki temel fark dış duvarın yapısı olduğundan bina yapı kabuğunun ilk yatırım maliyeti ayrı olarak ele alınmıştır. Klasik sistem için ele alınan bina yapı kabuğu dış duvar maliyeti Çizelge 6.5’ te gösterildiği gibidir. Dış duvarın yapısında kullanılan malzemeler Çizelge 6.2’ de gösterilmiştir. Binanın toplam dış duvar alanı, % 20’ lik pencere oranı düşüldükten sonra 984 m²’dir. Çizelge 6.5’ te hesaplanan değer, radyatörle ısıtma sisteminin kabuk ilk yatırım maliyetidir.

Çizelge 6.5 Bina Dış Duvar Maliyeti

Kullanılan Malzeme	Birim	Miktar	Malzeme Birim Fiyatı	Malzeme Tutarı	İşçilik Birim Fiyatı	İşçilik Tutarı
			TL	TL	TL	TL
W Sınıfı Tuğla	adet	24600	0.8	19680	0.2	4920
Polistren Ekstruder Köpük	m ³	30	200	6000	1500	45000
Alçı Sıva	kg	60000	0.2	12000	0.1	6000
Boya	kg	600	12.5	7500	10	6000
TOPLAM				45180		61920
GENEL TOPLAM						107100

6.3 Radyant Hibrid Duvar Sistemi İle Isıtma

Bu bölümde bir binaya hibrid duvar sistemi uygulanmış ve karşılaştırmaya referans olacak değerler elde edilmiştir. Temel olarak sistemin ilk yatırım maliyeti (ısı ve kabuk) ile işletme maliyeti üzerinde durulmuştur.

6.3.1 Veriler ve Kabuller

Uygulama yapılacak bina radyatörle ısıtma uygulanan binadır ve dolayısıyla aynı veriler ve kabuller burada da kullanılmıştır. Farklılık gösteren veriler burada yeniden düzenlenmiştir.

Isı geçişinin büyük bir kısmının ışıınım esasıyla gerçekleştiği göz önüne alınarak TS 2164'e [53] göre ele alınan iç ve dış ortam sıcaklıklarında düzenlemeye gidilecektir. Bu sistemde ısıl konfor şartları 2°C daha düşük sıcaklıkta sağlanacaktır. Bina ısı kaybı hesaplanırken verilen örnek binaya ait kullanılacak tasarım parametreler Çizelge 6.6' da gösterilmiştir.

Çizelge 6.6 Dış ve İç Ortam Sıcaklıkları

	Sıcaklık (°C)
Dış ortam	-3
Salon	18
Yatak odası	18
Mutfak	18
Banyo	20
Hol	18
Kazan dairesi	20

6.3.2 Yapı Elemanlarının Toplam Isı Transfer Katsayılarının Hesaplanması

Binanın dış yüzeylerine hibrid duvar uygulanmıştır. Hibrid duvarın U değeri Çizelge 6.7' de gösterildiği gibidir. Diğer kısımlarda ise bir önceki bölümde radyatörlü sistem için kullanılan U değerleri Çizelge 6.2' den alınarak kullanılmıştır.

Çizelge 6.7 Hibrid Duvarın U Değerinin Bulunması

Yapı Elemanları	Yapı Elemanı Kalınlığı	Isı İletim Katsayısı	l/k, 1/h	Toplam Isı Geçiş Katsayısı
	l (m)	k (W/mK)	(m ² K/W)	U (W/m ² K)
1/h _i			0.13	
Alçıpan	0.015	0.250	0.06	
EPS Yalıtım	0.060	0.035	1.71	
Alçıpan	0.012	0.250	0.05	
EPS Yalıtım	0.020	0.035	0.57	
Betopan	0.012	0.220	0.06	
1/h _d			0.04	
TOPLAM			2.62	0.38

6.3.3 Binanın Toplam Isı Kaybı

Çizelge 6.8 Hibrid Duvar Sisteminde Isı Kaybı Hesabı

Kat	Mahal	Mahal Alanı m ²	İstenen Sıcaklık °C	Isı kaybı kW	Kat	Mahal	Mahal Alanı m ²	İstenen Sıcaklık °C	Isı kaybı kW
Zemin	Mutfak	36.69	18	1.14	1	Mutfak	36.69	18	1.11
	Mutfak 2	36.69	18	1.14		Mutfak 2	36.69	18	1.11
	Salon	37.35	18	1.20		Salon	37.35	18	1.16
	Salon 2	37.35	18	1.20		Salon 2	37.35	18	1.16
	Hol	17.58	18	3.04		Hol	17.58	18	2.79
	Hol 2	17.58	18	0.34		Hol 2	17.58	18	0.32
	Boşluk	36.25	18	0		Boşluk	36.25	18	0
	Çocuk Odası	16.15	18	2.95		Çocuk Odası	16.15	18	2.71
	Çocuk Odası 2	16.15	18	2.95		Çocuk Odası 2	16.15	18	2.71
	Yatak Odası	20.45	18	0.79		Yatak Odası	20.45	18	0.76
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.79		Yatak Odası 2	20.45	18	0.76
	WC-Banyo	17.18	20	0.80		WC-Banyo	17.18	20	0.77
	WC-Banyo 2	17.18	20	0.80		WC-Banyo 2	17.18	20	0.77
2	Mutfak	36.69	20	1.11	3	Mutfak	36.69	20	1.14
	Mutfak 2	36.69	20	1.12		Mutfak 2	36.69	20	1.15
	Salon	37.35	20	1.17		Salon	37.35	20	1.19
	Salon 2	37.35	20	1.17		Salon 2	37.35	20	1.19
	Hol	17.58	20	2.80		Hol	17.58	20	2.81
	Hol 2	17.58	20	0.33		Hol 2	17.58	20	0.34
	Boşluk	36.25	20	0		Boşluk	36.25	20	0
	Çocuk Odası	16.15	20	2.72		Çocuk Odası	16.15	20	2.73
	Çocuk Odası 2	16.15	20	2.72		Çocuk Odası 2	16.15	20	2.73
	Yatak Odası	20.45	18	0.77		Yatak Odası	20.45	18	0.78
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.77		Yatak Odası 2	20.45	18	0.78
	WC-Banyo	17.18	23	0.78		WC-Banyo	17.18	23	0.80
	WC-Banyo 2	17.18	23	0.78		WC-Banyo 2	17.18	23	0.80
4	Mutfak	36.69	20	1.32		Mutfak	36.69	20	1.32
	Mutfak 2	36.69	20	1.32		Mutfak 2	36.69	20	1.32
	Salon	37.35	20	1.36		Salon	37.35	20	1.36
	Salon 2	37.35	20	1.36		Salon 2	37.35	20	1.36
	Hol	17.58	20	2.91		Hol	17.58	20	2.91
	Hol 2	17.58	20	0.43		Hol 2	17.58	20	0.43
	Boşluk	36.25	20	0		Boşluk	36.25	20	0
	Çocuk Odası	16.15	20	2.82		Çocuk Odası	16.15	20	2.82
	Çocuk Odası 2	16.15	20	2.82		Çocuk Odası 2	16.15	20	2.82
	Yatak Odası	20.45	18	0.88		Yatak Odası	20.45	18	0.88
	Yatak Odası 2	20.45	18	0.88		Yatak Odası 2	20.45	18	0.88
	WC-Banyo	17.18	23	0.90		WC-Banyo	17.18	23	0.90
	WC-Banyo 2	17.18	23	0.90		WC-Banyo 2	17.18	23	0.90
TOPLAM				83.85					

Binaya hibrid duvar uygulandığı durumda gerçekleşen toplam ısı kaybı DesignBuilder yazılımıyla bulunmuştur ve Çizelge 6.8’ de her bir mahal için ayrı ayrı görülmektedir.

6.3.4 Gerekli Hibrid Duvar Alanı Hesabı

Binanın kaybettiği toplam ısı miktarı Çizelge 6.8’ de görülmektedir. Gerekli hibrid duvar alanı hesabı için duvardan ısıtma sistemin sağladığı ısı akısının bilinmesi gereklidir. Yapılan sayısal analizler sonucunda bulunan optimum panel modeline ait panel performansları tespit edilmiştir. Binanın toplam ısı kaybı için yapılan hesaplamalarda dış duvar alanının tamamına hibrid duvar paneli dönecek şekilde tasarım yapıldığında gerekli ısı akısı 90 W/m^2 bulunmuş ve bu değere ait su sıcaklığı $42 \text{ }^\circ\text{C}$ bulunmuştur.

6.3.5 Kazan Kapasitesinin Belirlenmesi ve Kazan Seçimi

Binanın toplam ısı kaybı 83.85 kW olarak tespit edilmiştir. Hesaplanan ısı kaybı doğrultusunda Buderus GB 162-85W Duvar Tipi Yoğuşmalı Kazan seçilmiştir. Kazanın maksimum çalışma sıcaklığı $90 \text{ }^\circ\text{C}$ ’dir. Bu kazanın ısı kapasitesi 85 kW , verimi düşük su sıcaklıklarında çalışılacağından % 108 kadardır.

6.3.6 Yıllık Yakıt Sarfiyatının Belirlenmesi

Hassas bir değer elde edebilmek amacıyla TS 825’ten faydalanılacaktır. TS 825 çizelgesinde ısı enerjisi ihtiyacı ($Q_{yıl}$) kJ cinsinden bulunur ve Denklem(6.2)’ de kullanılarak yıllık yakıt sarfiyatı belirlenir. DesignBuilder yazılımı yardımıyla bulunan yıllık ısı enerjisi ihtiyacı 17894.30 kWh/yıl ’dır. Bunun eşdeğeri 64419480 kJ/yıl ’dır.

Yakıt olarak kullanılacak olan doğalgazın alt ısı değeri 34485 kJ/m^3 olarak belirlenmiştir. Bilinen değerler Denklem(6.2)’ de yerlerine yazılırsa sonuç olarak yıllık yakıt sarfiyatı $1989.12 \text{ m}^3/\text{yıl}$ olarak elde edilir.

6.3.7 Hibrid Duvar Sistemi Ekipmanları ve Maliyeti

Yapılan hesaplamalar ve bunların neticesinde yapılan seçimlerle sistem elemanları Çizelge 6.9’ da gösterilmiş ve sistemin ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Çizelge 6.9’ da hesaplanan değer hibrid duvarla ısıtma sisteminin ısı ilk yatırım maliyetidir.

Çizelge 6.9 Hibrid Duvar Sistemi Ekipmanları ve Maliyeti

Kullanılan Malzeme	Birim	Miktar	Malzeme Birim Fiyatı	Malzeme Tutarı	İşçilik Birim Fiyatı	İşçilik Tutarı
			TL	TL	TL	TL
Buderus GB 162-85W Kazan	adet	1	10650	10650	1000	1000
Kazan Dairesi Ekipmanları			1065	1065	250	250
Borulama ve Fittings	m	400	7.5	3000	25	10000
TOPLAM				14715		11250
GENEL TOPLAM						25965

6.3.8 Hibrid Duvar Sistemi Dış Kabuk Maliyeti

Hibrid duvarla ısıtma sisteminde dış duvarın tamamı geliştirilen hibrid duvarla kaplanacaktır. Hibrid duvarın bütün kalemler göz önüne alınarak hesaplanan m² başına maliyeti Tablo 10'da gösterildiği gibidir.

Çizelge 6.10 Hibrid Duvar Metrekare Maliyeti

Malzeme	Birim	Birim Fiyatı	Miktar	Tutar	KDV	Toplam Tutar
		TL		TL	TL	TL
Fibercement	m ²	15	1,5	22,5	4,05	26,55
EPS 20mm	m ²	4.8	1,5	7,20	1,3	8,50
Alçı levha 12 mm	m ²	3.84	1,5	5,76	1,04	6,80
EPS 60mm	m ²	14.4	1,5	21,60	3,89	25,49
NPU Profil	m	20	1	13,50	2,43	15,93
Alçı levha 15 mm	m ²	4.8	1,5	7,20	1,30	8,50
Yapıştırıcı	kg	11.56	0,25	2,89	0,52	3,41
Pex boru	m	0.6	15	9,00	1,62	10,62
Aluminyum folyo	m ²	4.5	0,75	3,38	0,61	3,98
İşçilik	adam-ay	2000	29dk 2 işçi	16,11	2,90	19,01
Enerji	kWh	0.29	2,25	0,44	0,08	0,51
TOPLAM						140.53

Binanın toplam hibrid duvar gereksinimi 984 m² olduğundan Çizelge 6.10' da hesaplanan değer bu sayıyla çarpıldığında toplam hibrid duvar sistemi kabuk ilk yatırım maliyeti bulunur. Bu değer 138279.07 TL' dir. Ayrıca montaj işçiliği de 10 TL/m² tutarında olacaktır. Buna göre hibrid duvar sisteminin toplam kabuk ilk yatırım maliyeti 148119.07 TL' dir.

6.4 Sistemlerin Karşılaştırılması ve Ekonomik Analizi

Önceki iki bölümde radyatörlü ısıtma sistemi ve hibrid duvarla ısıtma sisteminin aynı şartlar altında uygulaması gerçekleştirildi. Bu bölümde önceki bölümlerde elde edilen verilerle sistemlerin karşılaştırılması gerçekleştirilmiş ve çıktılar sunulmuştur.

Bir binanın ısıtma ve soğutma sisteminin seçimi uzun vadeli bir yatırımdır ve sistem seçiminde bu durum mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Ülkemizde sistem seçiminde genellikle, tercihlerin ilk yatırım maliyetine göre yapılması gibi bir yanıla düşülmektedir. Bu durum uzun vadede ekonomik olarak işletmelerin veya tüketicilerin aleyhine sonuçlar doğurmaktadır. Gerçekleştirilen çalışmada sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin yanı sıra işletme maliyetleri de göz önünde bulundurularak ekonomik analiz yapılmıştır.

6.4.1 Ekonomik Analizde Temel Kavramlar

Yatırım Maliyeti: Burada yatırım maliyeti ile firmanın veya yatırımcının proje için yapacağı harcamaların toplamı kastedilmektedir. Proje değerlendirilmesinde yatırımın az veya çok olması projenin kabulünü olumlu veya olumsuz yönde etkileyebilir. Özellikle finansal kaynakların kıt olduğu projelerde yatırım maliyeti belirleyici rol oynamaktadır.

Yatırım Ömrü: Yatırım kararında etkili olan faktörlerden biri de yatırımın ekonomik ömrüdür. Temel olarak yatırımın faydalı olarak faaliyette bulunacağı süreyi ifade eder. ASHRAE Uygulamalar El Kitabı'ndan hareketle yatırım ömrü her iki sistem için de 50 yıl olarak belirlenmiştir.

Yatırımın Hurda Değeri: Hurda değer, bir yatırımın işlevini yitirdikten sonra satıldığında piyasadaki değeridir. Hurda değer yatırım kararını etkileyecek büyüklüklerde olabilir, ancak yanlış değer biçilmesi de yatırım kararını yanlış yönde etkileyebilir. Bu yüzden gerçekleştirdiğimiz analizlerde cihaz ve ekipmanların hurda değeri biçilmemiştir.

6.4.2 Ekonomik Analizde Kullanılan Yöntemler ve Yapılan Kabuller

Bu çalışmada ekonomik analiz için net bugünkü değer (NBD) yöntemi kullanılmıştır. NBD yöntemi yatırımları karşılaştırırken ya da bir yatırımın değerini tespit etmeye

çalışırken kullanılan bir yöntem olup yatırımın zaman içindeki bütün gelir ve giderlerini uygun bir faiz oranında bugünkü karşılığına iskonto edip toplayarak tek bir büyüklüğe indirgemektir. NBD formülü Denklem(6.3)' te gösterilmiştir.

$$NBD(i, N) = \sum_{t=0}^N R_t / (1 + i)^t \quad (6.3)$$

Burada R_t t döneminde gerçekleşen net para akımı, N sistemin ekonomik ömrü olan dönem sayısı, i faiz oranı ve t dönem numarasıdır.

Sistemlerin ekonomik ömürleri 30 yıl olarak belirlendiği için 30 yıllık işletme masrafları (enerji-doğalgaz masrafları) ele alınarak bu yöntemlerle bulunan değerler kıyaslanmıştır. Doğalgazın konutlara satış bedeli İGDAŞ tarafından 01.08.2016 tarihi itibarıyla KDV hariç olarak 1.012885 TL/m³ olarak belirlenmiştir. Bu değere %18'lik KDV dahil edildiğinde ise ortaya çıkan değer 1.195 TL/m³'tür. Bu analizde doğalgaz fiyatı olarak bu değer kullanılmıştır. Ekonomik analizde doğalgazın yıllara göre fiyat değişimi de dikkate alınmalıdır. Bu sebeple doğalgaz fiyatının değişim oranı (eskalasyon oranı) %25 olarak incelenmiştir. Ülkedeki ekonomik durum göz önüne alınarak yıllık faiz oranı %10 olarak kabul edilmiştir.

6.4.3 Sistemlerin Ekonomik Olarak Karşılaştırılması

Bütün bu verilere ve önceki bölümlerde hesaplanan yıllık doğalgaz tüketim miktarlarına göre yıllık enerji maliyetleri Çizelge 6.11' de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 6.11 Karşılaştırılan Sistemlerin Yıllık Enerji Maliyetleri

Sistem	Hesaplanan Doğalgaz Tüketimi	Tarife	Yıllık Enerji Gideri
	m ³ /yıl	TL/m ³	TL/yıl
Radyatörlü Sistem	3585	1.195	4284
Hibrid Duvar Sistemi	1989	1.195	2376

NBD yöntemi ile yapılan hesaplamalarda doğalgaz fiyatının yıllık artış oranı %25 olarak belirlenmiştir. Net bugünkü değer yöntemi ile yapılan ve faiz oranı %10 olan ekonomik

analiz ısı sistem olarak radyatörlü ve klasik yapı kabuğuna sahip sistem için Çizelge 6.12 gösterilmiştir. Çizelge 6.13’ te ise tezin konusu olan hibrid duvar sistemine ait ekonomik analiz sonuçları verilmiştir.

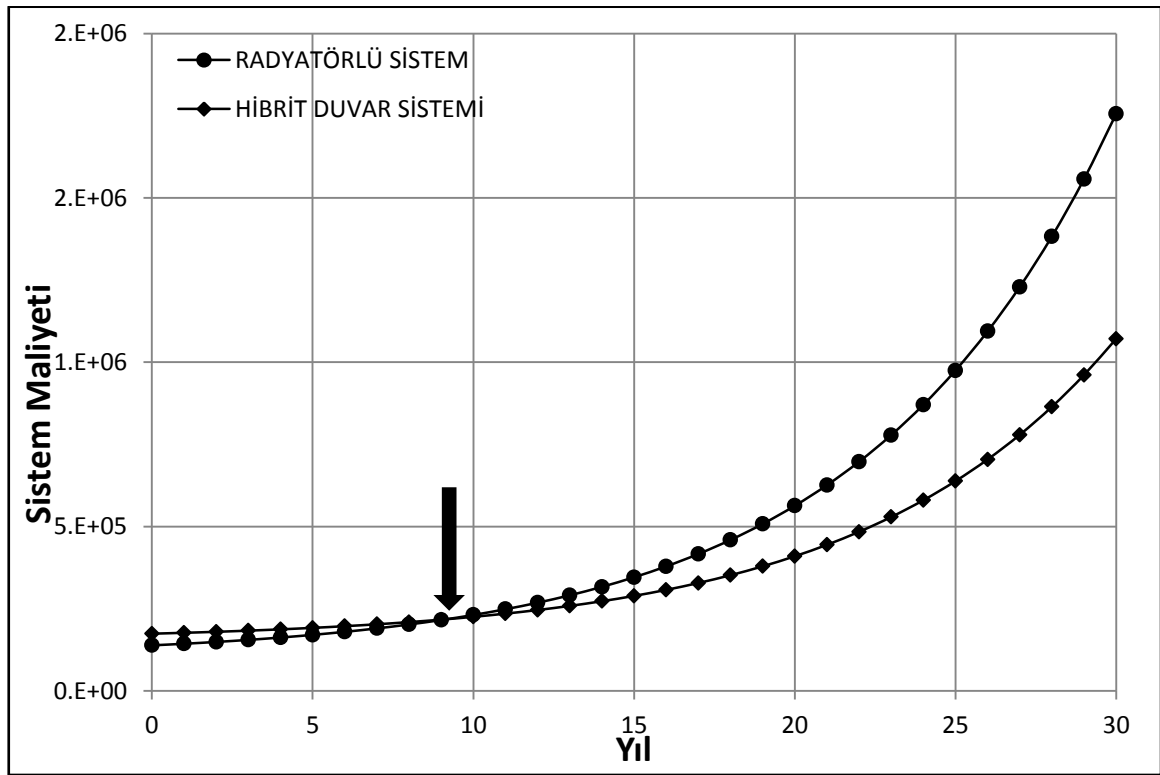
Çizelge 6.12 NBD Yöntemi İle Radyatörlü Sistemin Nakit Akışı (%25 Eskalasyon)

Yıllar	RADYATÖRLÜ SİSTEM						
	İlk Yatırım (Isıl sistem)	İlk Yatırım (Yapı kabuğu)	Yakıt Tüketimi	Yakıt Fiyatı	BD Faktörü	İşletme Gideri	Toplam Gider
0	31469	107100	3585	1.20	1.0000		138569
1	0	0	3585	1.49	0.9091	4868	143437
2	0	0	3585	1.87	0.8264	5532	148969
3	0	0	3585	2.33	0.7513	6287	155256
4	0	0	3585	2.92	0.6830	7144	162400
5	0	0	3585	3.65	0.6209	8118	170518
6	0	0	3585	4.56	0.5645	9225	179742
7	0	0	3585	5.70	0.5132	10483	190225
8	0	0	3585	7.12	0.4665	11912	202138
9	0	0	3585	8.90	0.4241	13537	215674
10	0	0	3585	11.13	0.3855	15383	231057
11	0	0	3585	13.91	0.3505	17480	248537
12	0	0	3585	17.39	0.3186	19864	268401
13	0	0	3585	21.74	0.2897	22573	290974
14	0	0	3585	27.17	0.2633	25651	316624
15	0	0	3585	33.96	0.2394	29149	345773
16	0	0	3585	42.45	0.2176	33123	378896
17	0	0	3585	53.07	0.1978	37640	416537
18	0	0	3585	66.34	0.1799	42773	459309
19	0	0	3585	82.92	0.1635	48606	507915
20	0	0	3585	103.65	0.1486	55234	563149
21	0	0	3585	129.56	0.1351	62765	625914
22	0	0	3585	161.95	0.1228	71324	697239
23	0	0	3585	202.44	0.1117	81050	778289
24	0	0	3585	253.05	0.1015	92103	870392
25	0	0	3585	316.31	0.0923	104662	975054
26	0	0	3585	395.39	0.0839	118934	1093989
27	0	0	3585	494.24	0.0763	135153	1229141
28	0	0	3585	617.80	0.0693	153583	1382724
29	0	0	3585	772.25	0.0630	174526	1557250
30	0	0	3585	965.31	0.0573	198325	1755575

Çizelge 6.13 NBD Yöntemi İle Hibrid Duvar Sistemin Nakit Akışı (%25 Eskalasyon)

Yıllar	HİBRİT DUVAR SİSTEMİ						
	İlk Yatırım (Isıl sistem)	İlk Yatırım (Yapı kabuğu)	Yakıt Tüketimi	Yakıt Fiyatı	BD Faktörü	İşletme Gideri	Toplam Gider
0	25965	148119	1989.12	1.20	1.0000		174084
1	0	0	1989.12	1.49	0.9091	2701	176785
2	0	0	1989.12	1.87	0.8264	3069	179855
3	0	0	1989.12	2.33	0.7513	3488	183343
4	0	0	1989.12	2.92	0.6830	3964	187306
5	0	0	1989.12	3.65	0.6209	4504	191811
6	0	0	1989.12	4.56	0.5645	5118	196929
7	0	0	1989.12	5.70	0.5132	5816	202745
8	0	0	1989.12	7.12	0.4665	6609	209355
9	0	0	1989.12	8.90	0.4241	7511	216866
10	0	0	1989.12	11.13	0.3855	8535	225401
11	0	0	1989.12	13.91	0.3505	9699	235099
12	0	0	1989.12	17.39	0.3186	11021	246121
13	0	0	1989.12	21.74	0.2897	12524	258645
14	0	0	1989.12	27.17	0.2633	14232	272877
15	0	0	1989.12	33.96	0.2394	16173	289050
16	0	0	1989.12	42.45	0.2176	18378	307429
17	0	0	1989.12	53.07	0.1978	20884	328313
18	0	0	1989.12	66.34	0.1799	23732	352045
19	0	0	1989.12	82.92	0.1635	26969	379014
20	0	0	1989.12	103.65	0.1486	30646	409660
21	0	0	1989.12	129.56	0.1351	34825	444485
22	0	0	1989.12	161.95	0.1228	39574	484059
23	0	0	1989.12	202.44	0.1117	44970	529030
24	0	0	1989.12	253.05	0.1015	51103	580132
25	0	0	1989.12	316.31	0.0923	58071	638204
26	0	0	1989.12	395.39	0.0839	65990	704194
27	0	0	1989.12	494.24	0.0763	74989	779183
28	0	0	1989.12	617.80	0.0693	85215	864398
29	0	0	1989.12	772.25	0.0630	96835	961232
30	0	0	1989.12	965.31	0.0573	110040	1071272

Çizelge 6.12 ve Çizelge 6.13’ ten görüldüğü üzere hibrid duvar sisteminin ilk yatırım maliyeti daha yüksek olmasına karşın enerjiden sağladığı tasarrufla dokuzuncu yılın ilk yarısında kendisini amorti ederek kalan yıllarda radyatörlü sistemin önünde avantajlı konuma geçmiştir. Bu yatırımın geri ödeme süresi yaklaşık 9 yıl 2 ay olarak hesaplanmıştır. Yatırımın geri ödeme (iç verim) oranı veya bir başka deyişle iskonto oranı ise % 17.5 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 6.14’te radyatörlü sistem ile hibrid duvar sisteminin yıllara göre toplam maliyetini gösteren grafik verilmiştir. Grafikte iki sistemin kesişim noktası siyah dikey çizgi ile gösterilmiştir. Bu nokta sistemin geri dönüş süresidir.



Şekil 6.4 Sistemlerin toplam maliyeti

6.5 Termoekonomik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Yapılan çalışma neticesinde varılan sonuçlar ve bu sonuçların ortaya konulmasında rol alan faktörler aşağıda belirtilmiştir.

1. Hesaplamalar neticesinde hibrid duvarla ısıtma sisteminde ısı kaybının radyatörlü ısıtma sistemine kıyasla daha az olduğu görülmüştür. Radyatörlü ısıtma sisteminde ısı kaybı 99.25 kW iken, radyant hibrid duvarla ısıtma sisteminde bu değer 83.85 kW kadardır. Isı kaybındaki azalma oranı %15,4

olarak elde edilmiştir. Bu faydanın sağlanmasında iki önemli faktör bulunmaktadır. Bunlardan birincisi hibrid duvarın dış yüzeylere uygulanmasıyla buradan kaçan ısı miktarının en aza indirilmesidir. İkincisi ise ısı konfor şartlarının 2 °C daha düşük sıcaklıkta sağlanmasıdır.

2. Elde edilen veriler ile bina ısıtmasının daha düşük kapasiteli bir kazanla sağlanabileceği sonucuna varılmıştır. Radyatörlü sistemde kazan kapasitesi 100 kW iken hibrid duvar sisteminde bu değer 85 kW kadardır ve bu da ilk yatırım maliyetini hibrid duvar lehine etkilemektedir.
3. Hibrid duvarla ısıtma sisteminin ısı ve kabuk olarak iki ayrı başlık altında incelenen toplam ilk yatırım maliyeti yaklaşık 175000 TL iken aynı maliyet radyatörlü ısıtma sisteminde yaklaşık 140000 TL'dir. Hibrid duvar sisteminin ilk yatırım maliyeti %25 kadar daha fazladır.
4. Hibrid duvarla ısıtma sisteminde yıllık yakıt sarfiyatı konusunda ciddi bir avantaj söz konusudur. Bu sistemle yıllık doğalgaz tüketimi 1989.12 m³ iken radyatörlü sistemde bu değer 3585 m³tür. Bu değerler arasındaki fark yaklaşık olarak %45'e karşılık gelmektedir ve yarıdan fazla enerji tasarrufu yapıldığı sonucuna varılmaktadır. Burada etkili olan bir faktör de hibrid duvar sisteminde su sıcaklığının düşük olmasının yoğunlaşma kazan verimlerini kayda değer oranda artırmasıdır.
5. Hibrid duvarla ısıtma sistemi doğalgaz fiyat eskalasyonunun % 25 olduğu durumda 9.2 yıl gibi bir sürede kendini amorti etmektedir. Yeni bir sistem olması ve ileriki yıllarda üzerinde birçok optimizasyon çalışması yapılacak olması nedeniyle bu süre oldukça makul süredir. Net bugünkü değer yöntemi uygulanarak bu sonuca varılmıştır. NBD yöntemiyle yapılan hesaplamalarda iskonto (iç verim/geri ödeme) oran % 17.5 bulunmuş ve yıllık faiz oranından yüksek çıkmıştır. Bu nedenle hibrid duvarla ısıtma sistemi yatırım yapılabilir bir sistemdir.

Çalışmada elde edilen ve bir kısmı yukarıda sıralanan veriler ışığında bir binanın hibrid duvar ile ısıtılmasının kabul edilebilir bir uygulama olduğu sonucuna varılabilir. Bunun yanında hibrid duvarla ısıtma sisteminin alternatif enerji kaynaklarıyla birlikte

kullanılması durumunda çok daha verimli sistemler elde edilebileceği göz önüne alınmalıdır. Sistemin düşük sıcaklıklarda çalışması da alternatif enerji kaynaklarıyla kombine edilmesine olanak vermektedir. Örneğin sistemde hava, su veya toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı ile hacimlerin hem ısıtılması hem de soğutulması mümkündür.

SONUÇ VE ÖNERİLER

7.1 Sonuçlar

Bu çalışmada duvardan ısıtma-soğutma uygulamalarında kullanılabilecek modüler paneller geliştirilmiştir. Geliştirilen panel yapısı; binalarda ısıtma-soğutma, yalıtım, ısıl konfor ve binanın statik yükünün azaltılması gibi problemleri çözebilecek niteliktedir. Geliştirilen panel yapısı alçı levha üzerine açılan borulama yuvaları, yuvaların içi de dahil alçı levhanın üzerinde kanat vazifesi görecektir şekilde döşenen ısıtım plakası, açılan yuvalara döşenen pex-b boru, alçı levhaya monte edilmiş NPU alüminyum profil ve profil içerisine döşenen yalıtım malzemesi, ve dışa doğru sırasıyla yapıştırılan ve profile vidalanan alçılevha yalıtım malzemesi ve fibercementten oluşmaktadır. Özellikle yurtdışında yaygın olarak kullanılan radyant ısıtma-soğutma panelleri enerji verimliliği ve ısıl konfor açısından büyük avantaj sağlamaktadır. Bölüm 2’ de ısıl konfor ölçütleri genel bilgi verilmiş olup bu konu ile ilgili hesaplamalar bu tezin kapsamının dışındadır. Bölüm 3’de ayrıntılı olarak radyant panellerin bahsedilen avantajlarının yanında geliştirilen hibrid panel yapısıyla mimari problemlerin de çözüme kavuşturulacağı bir panel yapısı geliştirilmiştir. Bölüm 3’ re geliştirilen hibrid duvar paneli yapısına ait tasarım ölçütleri ve yapısal büyüklüklerine ait ayrıntılı bilgi verilmiştir. Geliştirilen üründe enerji verimliliğini artırmak amacıyla yuva ile boru arasına alüminyum ısıtım plakası koyularak panel performansına etkileri değerlendirilmiştir. Geliştirilen bu panel düzenlemesi için Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş firması adına patent başvurusu gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışma aynı zamanda 0472.STZ.2013-2 numaralı SANTEZ projesinin büyük bir bölümünü kapsamakta olup tezin deneysel çalışmalar kısmında oluşturulan deneysel altyapı proje bütçesi sayesinde oluşturulmuştur. Bölüm 4' te ayrıntılı şekilde açıklanan deney düzeneği gerek hibrid duvar panellerinin, gerekse piyasada mevcut durumda kullanılan yerden, duvardan ve tavandan ısıtma ve soğutma panellerinin performans testlerinin yapılması sırasında kullanılabilecek standartlara uygun bir altyapı oluşturmuştur. Tez kapsamında birçok parametre değerlendirileceğinden bütün analizlerin deneysel olarak yapılması çok büyük zamana ve maliyete sebep olacaktır. Bu nedenle yapılan deneysel çalışmalar sayısal analizlerin doğrulanması için kullanılmıştır.

Sayısal çalışmalar kapsamında geliştirilen hibrid duvar paneline ait analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerde tez kapsamında değerlendirilecek tasarım parametreleri için oluşturulan katı modeller geliştirilmiştir. Bu katı modeller programlar yardımıyla sonlu hacimlere ayrılıp, sınır koşullarının belirlenmesiyle sayısal çözüm yöntemimi uygulanmıştır. Analizler sadece ısıtma durumun için farklı geometrik ve sınır şartlarında tekrarlanmış, panellerin farklı koşullardaki çalışma performansları incelenmiş, gerekli geometrik düzeltmeler ve sonraki çalışmalar için önemli bilgiler elde edilmiştir.

Bölüm 5' te yapılan analizlerde panel yüzeyinden elde edilen ısı akısı, panel arka yüzeyinden kaçan ısı akısı ve yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Analizler Türkiye' deki 4 farklı iklim bölgesi için yapılmıştır. Sınır koşullarında boru iç yüzeyine sabit sıcaklık verildiğinden, panel ile oda arasındaki ısı direnç bölgelere göre değişmemektedir. Dolayısı ile farklı bölgelere göre yapılan analizlerde elde edilen ısı akısı birbirine çok yakındır. Fakat panel arkasından kaçan ısı akısı farklılıklar göstermekte bu da sistem tasarımı için su sıcaklığını ve panel verimini etkilemektedir. Firma mevcut durumda ürettiği duvardan ısıtma-soğutma panellerinde 100 mm boru aralıklı folyosuz modeller kullanmaktadır. Bu panel referans alındığında farklı iklim bölgelerinde 40°C su sıcaklığı temel alındığında panelden arkaya kaçan ısı akısı 12-23 W/m² arasında değişmektedir. Bu da panel veriminde %72-84 lik aralığa denk gelmektedir. Panel arkasında kaçan ısı akısı soğuk iklim bölgelerinde su sıcaklığı artırılarak dengelenebilir.

Sayısal çalışmalar kapsamında borular arası mesafe de değerlendirilmiştir. Borular arası mesafe 50 mm düşürüldüğünde folyosuz modellerde -3°C dış hava sıcaklığında %65' lik performans artışına sebep olurken, 150 mm artırıldığında ise %35' lik performans azalmasında sebep olmaktadır. Bu da panel yüzey sıcaklığında sırasıyla yaklaşık $+5^{\circ}\text{C}$ ve -3°C lik değişimlere denk gelmektedir. Buradan anlaşılmaktadır ki borular arası mesafe azaltıldığında panel yüzey sıcaklığı daha homojen bir dağılım göstermektedir. Bu durum Bölüm 2' de açıklanan ısıl konfora olumlu yönde etki etmesinin yanında enerji verimliliğine de katkı sağlamaktadır.

Hibrid duvar için yapılacak duvardan ısıtma uygulamasında analiz edilen bir diğer parametre olan alüminyum folyo kullanımı da öngörüldüğü üzere panel performansına olumlu yönde etki etmiştir. Folyonun etkisi incelenirken folyo genişliğinin yanında kanat etkisini artıracığı düşünülerek folyo kalınlığı da artırılmıştır. Folyo kalınlığı olarak 0,1 mm, 0,2 mm ve 0,3 mm kullanılmıştır. Referans panel modeli ve tasarım sıcaklıkları temel alındığında maksimum folyo genişliğinde sırasıyla ısı akısında sırasıyla yaklaşık % 45, %55 ve %60 artış gözlenmiştir. Panel içerisindeki alüminyum folyo oranının değişmesiyle sabit folyo kalınlığı kullanılan 0.125, 0.25, 0.5 ve 1 AFO için ısı akısını artışı sırasıyla %1, %10, %30 ve %45 olarak gözlenmiştir. Yapılan bu analizler ışığında panel ortalama yüzey sıcaklığı 40°C su sıcaklığı için folyo kalınlığı ve genişliği değiştirilerek 27.69°C ' den 32.32°C ' ye kadar yükseltilebilmiştir. Tasarlanan panel modellerinin maliyetleri çıkarılarak yapılan optimizasyon çalışmasında optimum panel modeli borulara arası mesafeni 100 mm olduğu, folyo kalınlığının 0.1 mm ve folyo oranının 0.5 olduğu panel olarak bulunmuştur.

Optimum panel modeli mevcut durumda kullanılan panel ile karşılaştırıldığında -3°C dış hava sıcaklığı ve 40°C panel su sıcaklığında, panel ısı akısında, 20 W/m^2 , panel veriminde %2.5, ortalama yüzey sıcaklığında ise 2.3°C 'lik bir artış sağlamıştır. Bu iyileştirme panel verimliliğinin yanından ısıl konfora da olumlu etki edecektir. Ayrıca yüzey sıcaklığının artması ortalama ışımsal sıcaklığı artıracığından odanın daha düşük bir sıcaklıkta konfor koşullarına gelmesini sağlayarak ekstra bir verimliliği yanında getirecektir.

Bölüm 6'da Net Bugünkü Değer yöntemine göre sistemin klasik sistemlerle karşılaştırılması yapılmıştır. Hibrid duvar sisteminin ilk yatırım maliyeti olarak klasik sistemlere göre daha yüksek maliyette olmasına rağmen sistemin 9.2 yıl gibi yapı sektörü için değerlendirildiğinde kısa sayılacak bir sürede maliyetini çıkardığı ve iskonto oranını %17.5 bulunmuştur.

7.2 Öneriler

- Panel tasarımında pex-b borular yalıtım malzemesinin içerisine gömülerek iç taraftaki alçı levha kalınlığı düşürülerek farklı bir değerlendirme yapılabilir. Borunun yalıtım malzemesine gömülmesiyle folyo kanadı oda tarafında olacağına daha düşük folyo genişliği ile daha büyük etki elde edilebilir.
- Tez kapsamında bulunan optimum panel modeli için yapılan sayısal analizler 3D bir model oluşturularak sonuçlar daha hassas şekilde değerlendirilebilir.
- Bu çalışmada analizler 2D yapıldığı için analizlerde boru iç sıcaklığına sabit sıcaklık verilmiştir. Bunun yerine boru içerisindeki sudaki akış modelleriyle suyun debisi parametrik olarak çalışılabilir.
- Yapılacak 3D analizlerde oda içerisindeki hava akışı modellenerek farklı su sıcaklıklarının ve panel modellerinin ısıl konfora etkisi araştırılabilir.
- Aynı çalışmalar soğutma durumu için de değerlendirilebilir. Bölgeye göre ihtiyaçlar daha etkin değerlendirilebilir. Örneğin 1. Bölge için soğutma durumundaki veriler temel alınabilir.
- Panel maliyeti ayrıntılı ve parametrik çalışılarak analiz programlarında Genetik algoritma gibi çok amaçlı fonksiyonlara dair optimizasyon çalışmaları yapılacak araçlar kullanılarak daha bütüncül bir optimizasyon çalışması yapılabilir.
- Yapılan analizler soğutma için de ortaya koyularak sistemin avantajı daha net ortaya konulabilir.
- Yapılan bu çalışma ekonomik etkileri daha detaylı çalışılabilir. Bu çalışmadaki ekonomik hesaplamalar kabaca yapılmış olup fikir edinme amaçlı yapılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] TS 825 (2009). Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, TSE, I. Baskı, Ankara.
- [2] Zorer Gedik, G., (2001). "Hazır Dış Duvar Elemanlarının Isısal Konfor Açısından İncelenmesi Ve Değerlendirilmesi", TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yalıtım Kongresi, 23-25 Mart 2001, Eskişehir, 56-60.
- [3] Cihan, M.T., (2004). EPS- Bloklı, Çelik Donatılı Beton Taşıyıcı Duvarlı Binanın Isıl Performansı, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- [4] Göçer, C. ve Işık, B., (2010). "Beton Prefabrike İlköğretim Binalarında Dış Duvar-Çevre Kirliliği İlişkisi", İtüDergisi/A, 6(1): 55-65.
- [5] Ervan, M.K., (2013). "Betonarme Panel Elemanlarla Üretilcek Geçici Yapılarda Farklı Bini Tiplerine Göre Performans Analizleri", Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 28(2): 307-319.
- [6] Gür N.V. ve Aygün, M., (2008), "Mimaride Sürdürülebilirlik Kapsamında Değişken Yapı Kabukları İçin Bir Tasarım Destek Sistemi", İtüDergisi/A, 7(1): 74-82.
- [7] ASHRAE (2008). ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc., Atlanta.
- [8] Fanger, P.O., (1970). Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering. Danish Technical Press, Copenhagen.
- [9] EN ISO 7730 (2005). Ergonomics of Thermal Environment-Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria, International Organization for Standardization, Geneva.
- [10] ASHRAE Standart 55 (2003). Thermal Environment Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, Atlanta.
- [11] Imanari, T., Omori, T. ve Bogaki, K. (1999). "Thermal Comfort and Energy Consumption of the Radiant Ceiling Panel System: Comparison with the Conventional All-Air System", Energy and Buildings, 30(2): 167-175.
- [12] Zmeureanu, R., Fazio, P.P. ve Haghighat, F., (1988). "Thermal Performance of Radiant Heating Panels" ASHRAE Transactions, 94: 13-26.

- [13] Kitagawa, K., Komoda, N., Hayano, H. ve Tanabe, S., (1999). "Effect Of Humidity And Small Air Movement On Thermal Comfort Under A Radiant Cooling Ceiling By Subjective Experiments" *Energy and Buildings*, 30: 185-193.
- [14] Tye-Gingras, M. ve Gosselin, L., (2012). "Comfort And Energy Consumption Of Hydronic Heating Radiant Ceilings And Walls Based On CFD Analysis", *Building and Environment*, 54: 1-13.
- [15] Dudkiewicz, E. ve Jeżowiecki, J., (2009). "Measured Radiant Thermal Fields In Industrial Spaces Served By High Intensity Infrared Heater", *Energy and Buildings*, 41(1): 27-35.
- [16] Zhang, D., Cai, N. ve Wang, Z., (2013). "Experimental And Numerical Analysis Of Lightweight Radiant Floor Heating System", *Energy and Buildings*, 61: 260-266.
- [17] Myhren, J. A. ve Holmberg, S., (2008). "Flow Patterns And Thermal Comfort In A Room With Panel, Floor And Wall Heating", *Energy and Buildings*, 40(4): 524-536.
- [18] Catalina, T., Virgone, J. ve Kuznik, F., (2009). "Evaluation Of Thermal Comfort Using Combined CFD And Experimentation Study In A Test Room Equipped With A Cooling Ceiling", *Building and Environment*, 44(8): 1740-1750.
- [19] Vangtook, P. ve Chirarattananon, S., (2006). "An Experimental Investigation of Application of Radiant Cooling in Hot Humid Climate", *Energy and buildings*, 38(4): 273-285.
- [20] D'Orazio, M., Palladini, M., Aquilanti, L. ve Clementi, F., (2009). "Experimental Evaluation of the Growth Rate of Mould On Finishes for Indoor Housing Environments: Effects of the 2002/91/EC Directive", *Building and Environment*, 44(8): 1668-1674.
- [21] Umaroğulları, F., (2011). Betonarme Düşey Yapı Kabuğunda Yalıtımın Yerinin ve Kalınlığının Nem Denetimi Açısından Deneysel ve Sayısal Değerlendirilmesi, Doktora Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- [22] Sozer, H., ve Elnimeiri, M., (2002). "Comparison Between Conventional and PV Integrated Curtain Wall Systems", *WIT Transactions on Ecology and the Environment*, 54: 1025-1034.
- [23] Atılğan, İ. ve Ekici, C., (2012). "Bir Ofiste Döşemeden ve Radyatörden Isıtmanın Konfor Bakımından Kıyaslanması", *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 27(1): 183-191.
- [24] Ekici, C., (2011). Güneş Enerjisi Destekli Radyatör ve Döşemeden Isıtma Sistemi Kullanılan Kapalı Bir Ortamın Konfor Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [25] Abdulkarem, A.H., (2008). Ankara Şartlarında Güneş Enerjisi ile Bir Ortamın Döşemeden Isıtılması ve Sistemin Isıl Performansının Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [26] de Adana, M.R., Olmedo, I. ve Esteban, J.C., (2012). "Assesment Of Thermal Comfort In An Occupied Office Using A Mixing Ventilation System In Combination With Radiant System", *Ventilation 2012*, Cordoba.

- [27] Nagano, K., Mochida T., (2004). "Experiments On Thermal Environmental Design Of Ceiling Radiant Cooling For Supine Human Subjects", Energy and Buildings, 39: 267-275.
- [28] Miriel, J., Serres, L., Trombe, A. (2002), "Radiant Ceiling Panel Heating-Cooling Systems: Experimental And Simulated Study Of The Performances, Thermal Comfort And Energy Consumptions", Applied Thermal Engineering, 22: 1861-1873.
- [29] Tye-Gingras, M., ve Gosselin, L., (2011). "Investigation On Heat Transfer Modeling Assumptions For Radiant Panels With Serpentine Layout", Energy and Buildings, 43(7): 1598-1608.
- [30] Okamoto, S., Kitora, H., Yamaguchi H. ve Oka, T. (2010). "A Simplified Calculation Method For Estimating Heat Flux From Ceiling Radiant Panels", Energy and Buildings, 42: 29-33.
- [31] Jin, X., Zhang, X., ve Luo, Y., (2010). "A Calculation Method For The Floor Surface Temperature In Radiant Floor System", Energy and Buildings, 42(10): 1753-1758.
- [32] Jin, X., Zhang, X., Luo, Y. ve Cao, R., (2009). "Numerical Simulation Of Radiant Floor Cooling System: The Effects Of Thermal Resistance Of Pipe And Water Velocity On The Performance", Bulding and Environment, 45: 2545-2552.
- [33] Zhang, L., Hua L. ve Jiang, Y., (2012). "Simplified Calculation For Cooling/Heating Capacity, Surface Temperature Distribution of Radiant Floor", Energy and Buildings, 55: 397-404.
- [34] Kilkis, İ.B., Sager, S.S. ve Uludağ, M., (1994). "A Simplified Model For Radiant Heating And Cooling Panels", Simulation Practice and Theory, 2: 61-74.
- [35] Li, Q., Chen, C., Zhang, Y., Lin, J. ve Ling, J., (2014). "Simplified Thermal Calculation Method For Floor Structure In Radiant Floor Cooling System", Energy and Buildings, 74: 182-190.
- [36] Liu, Y., Wang, D. ve Liu, J.,(2012). "Study On Heat Transfer Process For İn-Slab Heating Floor", Bulding and Environment, 54: 77-85.
- [37] Koschenz, M. ve Dorer V., (1999). "Interaction Of An Air System With Concrete Core Conditioning", Energy and Buildings, 30: 139-145.
- [38] Liu, K., Tian, Z., Zhang, C., Ding, Y. ve Wang, W.,(2011). "Establishment And Validation of Modified Star-Type RC-Network Model For Concrete Core Cooling Slab", Energy and Buildings, 43: 2378-2384.
- [39] Jeong, J. ve Mumma, S.A., (2004). "Simplified Cooling Capacity Estimation Model For Top Insulated Metal Ceiling Radiant Cooling Panels", Applied Thermal Engineering, 24: 2055-2072.
- [40] Tetik, T., (2011). Doğalgaz Yakıtlı Bireysel Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.
- [41] Başkal, A., (2011). Duvardan Isıtma ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [42] Kilkis, B.I., (2006). "Cost Optimization Of A Hybrid HVAC System With Composite Radiant Wall Panels", Applied Thermal Engineering, 26(1): 10-17.
- [43] Martinopoulos, G. ve Tsalikis, G., (2014). "Active Solar Heating System For Energy Efficient Buildings İn Greece: A Technical Economic And Environmental Evaluation", Energy and Buildings, 68: 130-137.
- [44] Kincay, O., Akbulut, U., Yörü, Y., Açıkgöz, Ö. ve Başkal A., (2010). "Duvarдан Isıtmalı Yapılarda Dış Cephe Kaplamasının Isıl Performansa Etkisi", Tesisat Dergisi, MMO, 11-18.
- [45] Bojic M., Cvetkovic, D., Marjanovic, V., Blagojevic, M. ve Djordjevic, Z., (2013). "Performances Of Low Temperature Radiant Heating Systems", Energy and Buildings, 61: 233-238.
- [46] Stetiu, C., (1999). "Energy And Peak Power Savings Potential Of Radiant Cooling Systems İn U.S. Commercial Buildings", Energy and Buildings, 30: 127-138.
- [47] Sodec, F., (1999). "Economic Viability Of Cooling Ceiling Systems", Energy and Buildings, 30(2): 195-201.
- [48] Hong, W., Lim, G., Park, S. ve Kim, J., (2012). "Energy Efficiencies Of Linear-Shaped Multi-Residential Apartment Buildings Built With Hybrid Structural Systems", Energy and Buildings, 46: 30-36.
- [49] Koca, A., (2011). Duvarдан, Yerden, Tavandan Isıtma Soğutma Panellerinin Geliştirilmesi Performans Analizleri Ve Örnek Bir Oda Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [49] Watson, R. D. ve Chapman, K., S.,(2004). Radiant Heating and Cooling Handbook, McGraw Hill, New York.
- [50] ASHRAE Handbook, (2007). Isıtma Havalandırma ve İklimlendirme Sistemleri ve Ekipmanları, TTMD Teknik Yayın No : 17, İstanbul.
- [51] Kincay, O. ve Karakoç, H., (2011). "Duvarдан Isıtma-Soğutma Sistemleri Tasarım İlkeleri" , Tesisat Dergisi, MMO, 25-33.
- [52] TS EN 1264-3,(2010). Floor heating - Systems and components - Part 3: Dimensioning, Ankara.
- [53] TS EN 2164, (2011). Principles For the Prefaration of the Projects of the Central Heating Systems, Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :M.Gürsel ÇETİN
Doğum Tarihi ve Yeri :15.05.1988 Gölcük
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :mgurselcetin@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise	Askeri Lise	Kuleli Askeri Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016-halen	Brisa Bridgestone Sabancı Las.San.Tic. A.Ş	Proses Geliştirme Müh.
2014-2016	Mir Araştırma Geliştirme A.Ş	Ar-Ge Müh.
2013-2014	Mir Araştırma Geliştirme A.Ş	Ar-Ge Asistan Müh.

YAYINLARI

Makale

1. Erikci, S.N., Zorer Gedik, G., Parlakyildiz, B., Koca, A., Çetin G. ve Gemici, Z. (2016). "The Performance Evaluation of the Modular Design of Hybrid Wall with Surface Heating and Cooling System", ITU A|Z Journal of the Faculty of Architecture, 13(2): 31-37.
2. Koca A., Gemici Z., Topacoglu Y., Çetin G., Acet R.A. ve Kanbur B.B, (2014), "Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficients Between Hydronic Radiant Heated Wall and Room", Energy and Buildings, 82: 211-221

Bildiri

1. Erikci, S.N., Zorer Gedik, G., Parlakyildiz, B., Koca, A., Çetin G. ve Gemici, Z. (2016). "Yüzeyden Isıtma Soğutma Sistemli Modüler Hibrid Duvar Tasarımı Ve Performansının Değerlendirilmesi", 2.Ulusal Yapı Fiziği ve Çevre Kontrolü Kongresi.
2. Çetin, G. ve Atayılmaz Ş.Ö., (2015). "Experimental Apparatus For Determination Of Heat Transfer Performance For Hybrid Wall: Panel Heating&Cooling System", International Conference On Energy Systems Istanbul.
3. Duman, O., Koca, A., Acet R. C., Çetin G. ve Gemici, Z., (2015). "A Study On Optimum Insulation Thickness In Walls And Energy Savings Based On Degree Day Approach For Three Different Demo Sites In Europe", International Conference Future Buildings&Districts Sustainability From Nano To Urban Scale.

Proje

1. CityFied : RepliCable and InnovaTive Future Efficient Districts and cities: AB 7. Çerçeve Projesi – Proje No: 609129
2. R2CITIES : Renovation of Residential Urban Spaces: Towards nearly Zero Energy Cities: AB 7. Çerçeve Projesi – Proje No: 314473
3. Yüzeyden Isıtma Soğutma Sistemli Modüler Hibrid Duvar Yapısının Geliştirilmesi: SAN-TEZ Projesi – Proje No: 0462.STZ.2013-2

4. Radyant Soğutma Sistemlerinde Nemin Pasif ve Ekonomik Bir Şekilde Kontrol Edilmesi ve Pencerenin Isıl Konfor Üzerindeki Olumsuz Etkisini Ortadan Kaldıracak Yenilikçi Çözümün Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi: ARDEB 3001 Projesi – Proje No: 213M199
5. Duvardan, Yerden, Tavandan Isıtma-Soğutma Uygulamalarında Kullanılabilecek Radyant Klıma Panellerinin Geliştirilmesi: TEYDEB Projesi – Proje No: 3100577