

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONUT DIŞI BİNALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE
YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARININ KULLANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Günay ÖZDEMİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONUT DIŞI BİNALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE
YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARININ KULLANIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Günay ÖZDEMİR
(503081112)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nurdil ESKİN

OCAK 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503081112 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Günay ÖZDEMİR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**KONUT DIŞI BİNALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARININ KULLANIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Nurdil ESKİN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Hasan HEPERKAN**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **17 Aralık 2012**
Savunma Tarihi : **14 Ocak 2013**

Kardeşime,

ÖNSÖZ

Tez çalışması boyunca desteğini benden esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Nurdil Eskin'e, tez çalışmasına katkılarından dolayı Atlantis İnşaat yönetimine ve bugünlere gelmemde büyük fedakârlıklar gösteren aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ocak 2013

Günay ÖZDEMİR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Taraması	3
2. ENERJİ TÜKETİMİ VE SÜRDÜREBİLİRLİK	9
2.1 Artan Enerji Tüketiminin Çevreye Etkileri	9
2.2 Dünyada ve Türkiye’de Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Kullanımı Potansiyeli	10
2.3 Binaların Enerji Tüketimindeki Payları ve Sürdürülebilirlik.....	13
3. BİR OFİS BİNASININ YAPISAL ÖZELLİKLERİ VE İŞLETME ŞARTLARI	17
3.1 Ofis Binasının Tanıtımı	17
3.2 Ofis Binasının Mimari ve Yapısal Özellikleri.....	17
3.3 Ofis Binası İşletme Koşulları	20
3.3.1 Çalışma saatleri ve iç ısı kazançları	20
3.3.2 Ofis binası havalandırması ve hava sızıntısı	23
3.3.3 Ofis binası ısıtma - soğutma sistemleri ve işletme şartları.....	26
4. OFİS BİNASININ YILLIK ENERJİ ANALİZİ	29
4.1 Giriş	29
4.2 EnergyPlus Simülasyon Programı.....	29
4.2.1 Programın çıkış noktası ve özellikleri.....	29
4.2.2 EnergyPlus simülasyon verileri bölümü (modül)	30
4.2.3 Bölgesel ve iklimsel veriler bölümü	31
4.2.4 Yüzey malzemesi ve yapısı bölümü.....	32
4.2.5 Yapı çizim bölümü.....	33
4.2.6 HVAC sisteminin ve bina işletme şartlarının bina enerji performans programına uygulanması	36
4.3 Buckingham – Pi Teoremi ve Boyutsuz Sayıların Oluşturulması.....	37
4.3.1 Buckingham – Pi teoremi.....	37
4.3.2 Boyutsuz sayıların belirlenmesi	40
4.3.2.1 Değişkenlerin belirlenmesi.....	40
4.3.2.2 Temel boyut ve değişkenlerin belirlenmesi	42
4.3.2.3 Isıtma durumunda boyutsuz sayılar	42
4.3.2.4 Soğutma durumunda boyutsuz sayılar	44
4.3.2.5 Isıtma ve soğutma sistemleri için ortak boyutsuz sayılar	45

4.4 Binadaki Mevcut HVAC Sistemi ile Tasarruf Yöntemlerinin ve Alınılabilecek Pasif Önlemlerin Analizi	46
4.4.1 HVAC işletme şartlarının analizi ve etkisi.....	46
4.4.1.1 Kazan, su soğutma grubu ve fan-coil tasarım değişkenlerinin analizi	46
4.4.1.2 Farklı mahal tasarım sıcaklıklarının analizi	62
4.4.1.3 Gece havalandırmasının ve havalandırma debisi miktarının analizi..	73
4.4.2 Pasif önlemlerin analizi.....	81
4.4.2.1 Farklı cam tabaka sayısı ve farklı hava boşluğu mesafesi için simülasyon sonuçları ve analizi.....	81
4.4.2.2 İlave yalıtım seçeneklerinin analizi.....	94
4.5 Ofis Binasına Uygulanan Farklı HVAC Sistem Seçeneklerinin Enerji Yüklerinin Analizi	102
4.5.1 Isıtma dönemi için mevcut HVAC sistemine yerden ısıtma uygulamasının analizi	103
4.5.2 Ofis binası HVAC sistemine uygulanan toprak kaynaklı ısı pompasının analizi	115
4.5.2.1 Isı pompasının mevcut HVAC sistemi ile soğutmada kullanımı ve enerji analizi	123
4.5.2.2 Isı pompasının yerden ısıtma sistemi ile ısıtmada kullanımı ve enerji analizi	127
4.6 Ofis Binası Elektrik Tüketiminin Yenilenebilir Kaynaklar ile Karşılanması	132
4.6.1 Rüzgar enerjisinin kullanımı ve enerji analizi.....	132
4.6.2 Güneş pillerinin (fotovoltaik) kullanımı ve enerji analizi	136
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	141
KAYNAKLAR.....	147
ÖZGEÇMİŞ.....	151

KISALTMALAR

ACH	: Air Change per Hour (Saatlik Hava Değişimi)
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
dB	: Desibel
DTKIP	: Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
GSR	: Global Status Report (Küresel Durum Raporu)
HVAC	: Heating, Ventilating and Air Conditioning (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme)
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
IWEC	: International Weather for Energy Calculations (Enerji Hesaplamaları için Uluslararası Hava Verileri)
MTEP	: Milyon Ton Eşdeğer Petrol
MW	: Megawatt
ppm	: Milyonda Bir Partikül
REN21's	: Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (21. Yüzyıl için Yenilenebilir Enerji Politikası Ağı)
SHGC	: Solar Heat Gain Coefficient (Güneş Isı Kazanç Katsayısı)
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
TKIP	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası
TKID	: Toprak Kaynaklı Isı Değiştiricisi
WMO	: World Meteorological Organization (Dünya Meteoroloji Organizasyonu)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Binada kullanılan saydam olmayan malzemelerin ve malzeme özelliklerinin listesi	19
Çizelge 3.2 : Cam malzemesinin özellikleri	20
Çizelge 3.3 : Bina mahallerinin iç ısı kazanç bilgileri.....	23
Çizelge 3.4 : Farklı hava koşulları altında ABD’de konutlardaki hava sızıntısı miktarları	24
Çizelge 3.5 : Mahallerin havalandırma değerleri	25
Çizelge 3.6 : Fan-coil tasarım özellikleri.....	26
Çizelge 3.7 : İstanbul için coğrafik veriler	26
Çizelge 3.8 : En büyük kapasite için iklim verileri	27
Çizelge 3.9 : Merkezi ısıtma ve soğutma sistemlerinin özellikleri.....	27
Çizelge 3.10 : Mahal tasarım sıcaklıkları	28
Çizelge 4.1 : Dış yapı elamanlarının yüzey alanları ve toplam ısı geçiş katsayıları .	47
Çizelge 4.2 : Kazan, su soğutma grubu ve fan-coil tasarım değişkenleri.....	48
Çizelge 4.3 : Referans hal (Simulasyon1) için hesaplanan aylık bina enerji değerleri	49
Çizelge 4.4 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için kazan çıkış gücü ve elektrik yükleri.....	50
Çizelge 4.5 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için soğutma grubundaki ısı transferi ve soğutma suyu debisi miktarları.....	55
Çizelge 4.6 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için soğutma döneminde gerekli olan değişkenlerin aylık değerleri.....	56
Çizelge 4.7 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için yıl boyu sabit olan boyutsuz sayılar	62
Çizelge 4.8 : Yapılan analizler için mahallerin ortalama sıcaklık tasarım değerleri .	62
Çizelge 4.9 : Farklı mahal tasarım sıcaklıklarına dayalı simülasyonlar için gerekli değişkenler.....	64
Çizelge 4.10 : Arttırılan taze hava ve gece havalandırması miktarları.....	74
Çizelge 4.11 : Farklı havalandırma miktarları için değişken değerleri	76
Çizelge 4.12 : Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için yapılan simülasyonlar.....	82
Çizelge 4.13 : Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için K_p , L_p ve SHGC değerleri	83
Çizelge 4.14 : Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için Π_{10} , Π_{16} ve U değerleri	83
Çizelge 4.15 : Boyutsuz sayılarda farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için kullanılacak olan değişkenler	84
Çizelge 4.15 (devam) : Boyutsuz sayılarda farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için kullanılacak olan değişkenler.....	85
Çizelge 4.16 : Üç camlı pencereler için bina toplamında güneş ısı kazançları	86
Çizelge 4.17 : Farklı ilave yalıtım kalınlıklarında dış duvar kalınlığı ve dış duvar toplam ısı geçiş katsayılarının değerleri	95

Çizelge 4.18 : İlave yalıtım malzemesinin konması ile değişen boyutsuz sayılar.....	95
Çizelge 4.19 : Farklı K_{dd} ve L_{dd} değerleri için değişken değerleri.....	96
Çizelge 4.19 (devam) : Farklı K_{dd} ve L_{dd} değerleri için değişken değerleri.....	97
Çizelge 4.20 : Yerden ısıtma için gerekli değişken değerleri	109
Çizelge 4.21 : Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi (TKID) özellikleri	119
Çizelge 4.22 : Seçilen ısı pompalarına ait değerler	120
Çizelge 4.23 : TKID sirkülasyon pompalarının özellikleri.....	121
Çizelge 4.24 : İstanbul için 4 m derinlikteki aylık toprak sıcaklıkları.....	122
Çizelge 4.25 : Isı pompası ile beraber çalışan soğutma grubuna ve sisteme ait veriler	124
Çizelge 4.26 : Isıtma dönemi için ısı pompası ile beraber çalışan kazana ve sisteme ait veriler.....	128
Çizelge 4.27 : Isıtma amaçlı ısı pompasının kullanıldığı soğutma dönemine ait simülasyon sonuçları	131
Çizelge 4.28 : Rüzgar türbinlerine ait teknik veriler	132
Çizelge 4.29 : 250 ve 500 kW'lık türbinlerden elde edilen elektrik miktarları	135
Çizelge 4.30 : Güneş pili sisteminden elde edilen elektrik miktarları	139
Çizelge 5.1 : İlave yalıtımın ısıtma ve soğutma yüklerine etkisi	144

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Yıllara göre CO ₂ emisyon değişimi	10
Şekil 2.2 : Dünya genelinde kullanılan enerji kaynaklarının yıllara göre değişimi...	11
Şekil 2.3 : Bazı ülkelerin güneş pili elektrik kapasitesi.....	12
Şekil 2.4 : Bazı ülkelerin rüzgar güç kapasiteleri	13
Şekil 2.5 : Avrupa için 2009 yılı sektöre dayalı enerji tüketim oranları.....	14
Şekil 2.6 : Dünya genelinde 2008 yılında sektörlere dayalı enerji tüketim oranları .	14
Şekil 3.1 : Bina iç yapı elamanları.....	21
Şekil 3.2 : Bina dış yapı elamanları	22
Şekil 3.3 : Kapalı bir otoparkta jet fanları	25
Şekil 3.4 : Örnek bir fan-coil şeması	26
Şekil 4.1a : Ofis binasının EnergyPlus programına tanıtılması ile elde edilen teknik resmi	34
Şekil 4.1b : Ofis binasının EnergyPlus programına tanıtılması ile elde edilen ön cephe görünümü	35
Şekil 4.2 : EnergyPlus sıcak su döngüsü akış şeması.....	38
Şekil 4.3 : EnergyPlus soğutma döngüsü akış şeması, (a) Soğutma yükü tarafı, (b) Kondanser tarafı	39
Şekil 4.4 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri.....	51
Şekil 4.5 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_3 boyutsuz sayısının grafikleri	52
Şekil 4.6 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_4 boyutsuz sayısının grafikleri	53
Şekil 4.7 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_2 boyutsuz sayısının grafiği	54
Şekil 4.8 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri	57
Şekil 4.9 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri	58
Şekil 4.10 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri	58
Şekil 4.11 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri	59
Şekil 4.12 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_6 boyutsuz sayısının grafiği	60
Şekil 4.13 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_{11} boyutsuz sayısının grafiği	61
Şekil 4.14 : Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_{12} boyutsuz sayısının grafiği	61

Şekil 4.15 : Π_{18} sayısının aylık değişimi	62
Şekil 4.16 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri	63
Şekil 4.17 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_2 boyutsuz sayısının grafikleri	65
Şekil 4.18 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_3 boyutsuz sayısının grafikleri	66
Şekil 4.19 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_4 boyutsuz sayısının grafikleri	66
Şekil 4.20 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri	67
Şekil 4.21 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_6 boyutsuz sayısının grafikleri	68
Şekil 4.22 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri	69
Şekil 4.23 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri	69
Şekil 4.24 : Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri	70
Şekil 4.25 : Aydınlatma ve ses seviyesinin konfor şartlarına etkisi	71
Şekil 4.26 : Aydınlatma ve sıcaklık değerlerinin konfor şartlarına etkisi	72
Şekil 4.27 : Ses seviyelerinin ve sıcaklık değerlerinin konfor şartlarına etkisi	72
Şekil 4.28 : Farklı havalandırma değerleri için Π_{12} sayısının grafikleri	75
Şekil 4.29 : Farklı havalandırma miktarları için Π_1 sayısının grafikleri	77
Şekil 4.30 : Farklı havalandırma miktarları için Π_3 sayısının grafikleri	78
Şekil 4.31 : Farklı havalandırma miktarları için Π_4 sayısının grafikleri	78
Şekil 4.32 : Farklı havalandırma miktarları için Π_5 sayısının grafikleri	79
Şekil 4.33 : Farklı havalandırma miktarları için Π_7 sayısının grafikleri	80
Şekil 4.34 : Farklı havalandırma miktarları için Π_8 sayısının grafikleri	80
Şekil 4.35 : Farklı havalandırma miktarları için Π_9 sayısının grafikleri	81
Şekil 4.36 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_1 boyutsuz sayısı ..	87
Şekil 4.37 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_2 boyutsuz sayısı ..	88
Şekil 4.38 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_3 boyutsuz sayısı ..	88
Şekil 4.39 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_4 boyutsuz sayısı ..	89
Şekil 4.40 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_5 boyutsuz sayısı ..	90
Şekil 4.41 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_6 boyutsuz sayısı ..	91
Şekil 4.42 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_7 boyutsuz sayısı ..	92
Şekil 4.43 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_8 boyutsuz sayısı ..	93
Şekil 4.44 : Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_9 boyutsuz sayısı ..	93
Şekil 4.45 : İlave yalıtımın Π_1 sayısına etkisi	98
Şekil 4.46 : İlave yalıtımın Π_3 sayısına etkisi	99
Şekil 4.47 : İlave yalıtımın Π_4 sayısına etkisi	100
Şekil 4.48 : İlave yalıtımın Π_5 sayısına etkisi	100
Şekil 4.49 : İlave yalıtımın Π_7 sayısına etkisi	101
Şekil 4.50 : İlave yalıtımın Π_8 sayısına etkisi	101

Şekil 4.51 : İlave yalıtımın Π_9 sayısına etkisi	102
Şekil 4.52 : Örnek bir yerden ısıtma uygulaması	103
Şekil 4.53 : Vücudumuzda meydana gelen ısı transfer oranları	104
Şekil 4.54 : Esnek boru sistemleri ile yerden ısıtma uygulaması	105
Şekil 4.55 : Yerden ısıtmada sıcaklık kontrol kutusu (Kolektörü)	106
Şekil 4.56 : Yerden ısıtma sistemlerinde sıcaklık kontrol grafiği	108
Şekil 4.57 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_1 boyutsuz sayısı grafikleri.....	108
Şekil 4.58 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_2 boyutsuz sayısı grafikleri.....	111
Şekil 4.59 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_3 boyutsuz sayısı grafikleri.....	111
Şekil 4.60 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_4 boyutsuz sayısı grafikleri.....	112
Şekil 4.61 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_5 boyutsuz sayısı grafikleri.....	113
Şekil 4.62 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_7 boyutsuz sayısı grafikleri.....	113
Şekil 4.63 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_8 boyutsuz sayısı grafikleri.....	113
Şekil 4.64 : Yerden ısıtma sistemleri için Π_9 boyutsuz sayısı grafikleri.....	114
Şekil 4.65 : U tipi toprak kaynaklı ısı değiştiricisi (TKID) kesit görünümü	118
Şekil 4.66 : Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri	125
Şekil 4.67 : Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri	126
Şekil 4.68 : Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri	126
Şekil 4.69 : Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri	127
Şekil 4.70 : Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_1 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.....	129
Şekil 4.71 : Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_2 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.....	129
Şekil 4.72 : Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_3 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.....	130
Şekil 4.73 : Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_4 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.....	131
Şekil 4.74 : Farklı dış hava sıcaklıklarında güneş pil verimleri	137

SEMBOL LİSTESİ

$A_{\text{ç}}$	: Çatı alanı (m^2)
A_{dd}	: Çatı alanı hariç bina dış yüzey alanı (m^2)
A_{ikl}	: Binanın iklimlendirilen toplam taban alanı (m^2)
A_{p}	: Cam ve çerçevelerin toplam alanı (m^2)
A_{r}	: Türbin kanatlarının süpürdüğü alan (m^2)
A_{s}	: Net güneş pili alanı (m^2)
A_{z}	: Mahal taban alanı (m^2)
B	: Dikey tip ısı değiştiricileri arasındaki mesafe (m)
C_{p}	: Türbin maksimum güç katsayısı
f_{act}	: Aktif güneş pili alanının net yüzey alanına oranı
F_{v}	: Rüzgar hız çarpanı
G_{T}	: Güneş pilleri yüzeyine gelen toplam güneş ışıyım (W/m^2)
h	: İstanbul için hava entalpisi değeri (J/Kg)
H	: Rüzgar hızı hesaplanılan yükseklik (m)
H_{ID}	: Dikey tip ısı değiştiricilerinin uzunluğu (m)
H_{met}	: Standart Meteorolojik ölçüm istasyon yüksekliği (m)
K_{dd}	: Bina dış yüzeylerinin alanları oranında temsil edildiği toplam ısı geçiş katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
K_{p}	: Cam ve çerçevelerin alanları oranında temsil edildiği toplam ısı geçiş katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
lux	: Aydınlatma seviyesi
$L_{\text{ç}}$	: Çatı kalınlığı (m)
L_{dd}	: Çatı ve pencere alanları hariç bina dış yüzeylerinin alanları oranına dayalı dış duvar kalınlık değeri (m)
L_{p}	: Cam ve çerçevelerin alanları oranında temsil edildiği pencere kalınlığı (m)
$\dot{m}_{\text{c}}$	: Soğutma grubu su debisi (m^3/s)
N	: Binadaki insan sayısı
P	: Elektrik üretim miktarı (W)
P_{g}	: Güneş pili sisteminden elde edilen elektrik enerjisi (W)
P_{z}	: Mahaldeki insan sayısı
$\dot{Q}_{\text{b}}$	: Kazan kapasitesi (W)
$\dot{Q}_{\text{c}}$	: Su soğutma grubu buharlaştırıcısında meydana gelen ısı transferi değeri (W)
$\dot{Q}_{\text{g}}$	: Pencereler yoluyla kazanılan toplam güneş ısı kazancı (W)
R_{a}	: Yüzey alanı başına düşen taze hava miktarı ($\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{m}^2$)
r_{b}	: Isı değiştiricileri borularının yarıçapı
R_{p}	: Kişi başına düşen taze hava miktarı (m^3/s)
T	: Toprak yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
t	: Zaman (s)
T_{a}	: Toprak yüzey sıcaklığının genlik değeri ($^{\circ}\text{C}$)
T_{b}	: Kazan suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{c}	: Soğutma grubu suyu çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

T_d	: İstanbul için dış ortam sıcaklığı (°C)
T_m	: Yıllık ortalama toprak yüzey sıcaklığı (°C)
T_{tas1}	: Isıtma dönemi için mahal tasarım sıcaklığı (°C)
T_{tas2}	: Soğutma dönemi için mahal tasarım sıcaklığı (°C)
$T(x,t)$	: x derinliğindeki toprak sıcaklığının değeri (°C)
w	: Toprak yüzey sıcaklığının frekansı (rad/ay)
$\dot{W}_{elek}$	: Binanın toplam elektrik tüketimi (W)
x	: Sıcaklığın hesaplandığı toprak derinliği (m)
$V_{AnnuAvg}$	: Standart meteorolojik veriler dosyası koşullarındaki yıllık rüzgar hızı (m/s)
$\dot{V}_h$	: Otoparklar dışında binanın toplam havalandırma miktarı (m ³ /s)
V_{LTMV}	: Yerel şartlardaki rüzgar hızı (m/s)
V_r	: İstanbul için rüzgar hız değerleri (m/s)
$\dot{V}_s$	: Binada meydana gelen hava sızıntısı miktarları (m ³ /s)
V_{yerel}	: Hesaplanan yükseklikteki hız değeri ile rüzgar hız çarpanı sonucu elde edilen hassas rüzgar hızı (m/s)
V_z	: Hesaplanan yükseklikteki hız değeri (m/s)

Yunan harfleri:

α	: Yerel rüzgar hızlarını hesaplamada kullanılacak olan üstel değer
α_{met}	: Rüzgar ölçümlerinin yapıldığı açık ve düz bir alanı temsil eden üstel değer
α_t	: Toprak ısı difüzyon katsayısı (m ² /s)
δ	: Yerelde rüzgar sınır tabaka kalınlığı (m)
δ_{met}	: Düz ve açık alan için rüzgar sınır tabaka kalınlığı (m)
ΔT	: İki sıcaklık değeri arasındaki fark (K)
η	: Verim
η_{cell}	: Güneş pillerinin verimi
η_{inv}	: İnverter (dönüştürücü) verimi
Π	: Buckingham - Π teoreminden üretilen boyutsuz sayı
ρ_{yerel}	: Türbin kuleleri yüksekliğindeki hava yoğunluğu (kg/m ³)

KONUT DIŞI BİNALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARININ KULLANIMI

ÖZET

Son yıllarda yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında artış olmasına karşın günümüzde tüm dünya genelinde tüketilen enerji kaynaklarının çoğunluğunu fosil yakıtlar karşılamaktadır. Enerji kullanımı ihtiyaçlar ile orantılı olarak artmakta ve bu durum sürdürülebilir bir yaşamı tehdit etmektedir. Bu nedenle tüketilen enerjide yenilenebilir enerji kaynaklarının oranının arttırılmasına ihtiyaç vardır.

Dünya genelinde tüketilen enerjinin önemli bir kısmını konut tipi ve konut dışı binalar kullanmaktadır. Bu nedenle tez kapsamında İstanbul Asya yakasında konut dışı bir binanın enerji tüketimi ve bu tüketimin azaltılmasına yönelik çalışma yapılmıştır. Ayrıca bina tarafından tüketilen enerjinin bir kısmının yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak karşılanması amaçlanmıştır.

Yapılan hesaplamalarda EnergyPlus simülasyon programı kullanılmıştır. Program saatlik hesap yapabilen ve birçok etkeni hesaba katarak hassas sonuçlar elde etmemizi sağlayan bir simülasyon programıdır. İstanbul için saatlik hava verileri programın tanıyacağı formatta hazır olarak bulunmaktadır. Program yüzeylere gelen gölgeleme etkisi gibi değişkenleri göz önünde bulundurarak gerçeğe yakın sonuçlar alınmasını sağlamaktadır. Yapılan hesaplar zamana bağlı olarak yapılmaktadır.

Mevcut binanın çizimi ve malzeme özelliklerinin tanıtılması tamamen program yetenekleri kapsamında yapılmıştır. Bu çalışmalar için ayrıca bir program kullanılmamıştır. Yalnızca EnergyPlus programı kullanılarak oluşturulan ofis binasının 3 boyutlu görünüm çıktısı autocad çizim programından alınmıştır. Bina oluşturulurken bina yüzeylerine ait koordinatlar girilerek, bütün yüzeyler tanımlanmış ve son olarak bina bir bütün olarak elde edilmiştir.

Yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen sonuçlar Buckingham – Pi teoremi kullanılarak elde edilen boyutsuz sayılar yoluyla irdelenmiştir. Boyutsuz sayıların elde edilmesinde kullanılan değişkenler özellikle bina yüklerini büyük ölçüde etkileyen değişkenlerdir. Bu değişkenler içinden 5 temel değişken ve 5 temel boyut seçilmiş ve gerekli olan tüm boyutsuz sayılar bu temel değişkenler ve boyutlara göre elde edilmiştir. Elde edilen boyutsuz sayıların aylara göre değişimi farklı işletme şartları ve farklı sistem tasarımları için grafik olarak verilmiştir. Boyutsuz sayılar ısıtma döneminde kullanılan, soğutma döneminde kullanılan ve ortak olarak kullanılan boyutsuz sayılar olarak 3 bölüme ayrılmıştır.

Yıllık olarak yapılan enerji ve yük hesaplarında bir yıl, sadece ısıtma yapılan, sadece soğutma yapılan ve ısıtma ile soğutmanın birlikte yapıldığı aylara bölünmüştür. Sadece soğutma yapılan aylar haziran, temmuz, ağustos olarak seçilirken sadece ısıtmanın yapıldığı aylar kasım, aralık, ocak, şubat, mart olarak seçilmiştir. Geri kalan eylül, ekim, nisan, mayıs ayları da hem ısıtma hem soğutma yapılan aylar olarak seçilmiştir. Bu durum tez boyunca geçerlidir.

Ofis binası merkezi ısıtma ve soğutma sistemine sahip olup fan-coil üniteleri aracılığı ile ofis odaları, holler, spor salonu, restoran ve dükkan olarak ayrılan toplamda 259 mahal alanı ısıtılmakta ve soğutulmaktadır. Aynı zamanda bu yerlerin tamamı yine fan-coil üniteleri aracılığıyla havalandırılmaktadır. Referans hal olarak tanımladığımız durum için kazan çıkış suyu sıcaklığı 82 °C ve fan-coil ısıtma tasarım sıcaklığı 60 °C olarak alınmıştır. Yine referans durum için soğutma döneminde soğutma grubu çıkış suyu sıcaklığı 7,22 °C ve fan-coil tasarım sıcaklığı 12 °C olarak seçilmiştir. Kat holleri için ısıtma döneminde mahal tasarım sıcaklığı 21 °C alınırken, soğutma döneminde 25 °C alınmıştır. Geri kalan mahaller için ısıtma dönemi tasarım sıcaklığı 22 °C alınırken, soğutma dönemi tasarım sıcaklığı 24 °C kabul edilmiştir. Yapılan ilk simülasyonlar farklı kazan, soğutma grubu ve fan-coil tasarım sıcaklıkları üzerine yapılmıştır. Soğutma grubu tasarım sıcaklığının 7,22 °C'den 6 °C'ye çekilmesi kısmen elektrik tüketimini arttırmıştır. Bunun en önemli nedenlerinden biri 6 °C'deki tasarım sıcaklığı ile daha fazla gizli ısı yükün karşılanmış olmasıdır.

Bir diğer başlık altında farklı mahal tasarım sıcaklıkları ele alınarak bina yükleri irdelenmiştir. Öncelikli olarak ısıtma döneminde mahal ısıtma tasarım sıcaklıkları tüm mahallerde 0,5 °C aşağı çekilmiş, soğutma döneminde ise mahal soğutma tasarım sıcaklıkları 0,5 °C yukarı çekilerek referans durum ile elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Bu değişiklik sonucu kazan yükü şubat ayı için referans duruma göre %7,96 azalırken, soğutma grubu yükü haziran ayı için %4,28 azalmıştır. Yine referans hale göre ısıtma tasarım sıcaklıklarının 1 °C aşağı çekilmesi kazan yükünü şubat ayında %15,66 azaltırken, soğutma tasarım sıcaklıklarının 1 °C arttırılması soğutma grubu yükünü haziran ayında %8,46 azaltmıştır. Referans hale göre ısıtma tasarım sıcaklıklarındaki 0,5 °C'lik artış kazan yükünü şubat ayında %8,2 arttırırken, soğutma tasarım sıcaklıklarındaki 0,5 °C'lik düşüş soğutma grubu yükünü haziran ayında %4,39 arttırmıştır.

Havalandırma miktarlarının yetersizliği insan sağlığı üzerinde önemli etkiler yaratabilir. Bu nedenle analizlerde havalandırma miktarlarındaki artışların ve gece havalandırmasının ofis binasının ısıtma ve soğutma yüklerine etkisi incelenmiştir. Bu başlık altında çalışma saatleri içinde havalandırma miktarları önce %10, daha sonra %20 arttırılarak elde edilen veriler referans değerler ile karşılaştırılmıştır. Soğutma döneminde tasarruf amacıyla yapılacak olan gece havalandırması da bu bölümde irdelenmiştir. Gece havalandırması çalışma saatleri dışında kalan zamanı içermekte olup mekanik olarak fan-coil ünitelerinin fan birimleri aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışma saatlerindeki havalandırma miktarındaki artış ısıtma yüklerini önemli ölçüde arttırmıştır. Yıl boyu yapılan gece havalandırması içinde aynı durum geçerlidir. Çalışma saatlerinde havalandırma miktarında yapılan artış soğutma yükleri üzerinde ısıtmadaki kadar etkili olmamıştır. Yapılan mekanik gece havalandırması soğutma yüklerini olumlu yönde etkileyerek azaltmıştır.

Tez kapsamında ele alınan bir başka konu pencere yapısıdır. Cam adetleri ve camlar arasındaki hava boşluğu mesafesi değiştirilerek bina yükleri referans hale göre irdelenmiştir. Referans durumda 2 adet cam ve 12 mm hava boşluğu bulunmakta olup, camlardan dış ortam ile temasta olanı 5 mm, iç ortam ile temasta olanı 6 mm kalınlığındadır. Her 2 camda aynı termofiziksel özelliklere sahiptir. İlk simülasyon mevcut durumdaki hava boşluğu mesafesinin 16 mm'ye çıkarılması şeklinde olmuştur. Daha sonra 6 mm kalınlığında bir cam daha eklenerek sırasıyla 6 mm, 9 mm ve 12 mm hava boşluğu mesafeleri için simülasyon sonuçları referans durumla kıyaslanmıştır. Eklenen cam iç ortam tarafına eklenmiş olup dış ortamla temasta olan 5 mm kalınlığındaki cam pozisyonunu korumuştur. Yapılan simülasyonlar

sonucunda hem 2 camlı yapılar için hem de 3 camlı yapılar için hava boşluğu mesafesindeki artış soğutma yükünü olumsuz etkilerken, ısıtma yükünü olumlu etkilemiştir. 6 mm kalınlığında camın eklenmesi sonucu güneş ışığından faydalanma oranı düşmüş buna bağlı olarak aydınlatmadaki elektrik tüketimi artmıştır.

Bir diğer çalışma konusu olarak ek yalıtım seçeneği ele alınmıştır. Binanın dış ortamla temas halindeki yüzeylerine sırasıyla 4 cm, 5 cm, 6 cm, 7 cm ve 8 cm kalınlığında ilave yalıtım yerleştirilerek elde edilen sonuçlar referans hale göre değerlendirilmiştir. Konan ilave yalıtımlar sonucu referans hale göre ısıtma yükünde bir miktar iyileşme olmuştur. Soğutma yükünde ise neredeyse bir değişim gerçekleşmemiş ya da olumsuz yönde ufak değişimler olmuştur. Soğutma yükünde iyileşme olmamasının en önemli nedenlerinden biri binanın artan ısı depolama kapasitesidir. Eklenen malzemeler ile ısı depolama miktarı artmış, bu durum soğutma yüküne olumsuz etki yapmıştır.

EnergyPlus simülasyon programı yerden ısıtma ve ısı pompaları uygulamaları için analiz imkanı tanımaktadır. Mevcut ofis binası için önce 40 °C ve 45 °C değerlerinde sıcak besleme suyuna sahip yerden ısıtma sistemleri tanımlanmıştır. Daha sonra 40 °C sıcak besleme suyuna sahip yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmiştir. Yerden ısıtma sistemlerinde tüm mahal tasarım sıcaklıkları 20,5 °C olarak seçilmiş olup bu sıcaklık değeri operatif sıcaklığı temsil etmektedir. Buckingham – Pi teoremi kullanılarak elde edilen boyutsuz sayılarda da bu sıcaklık değeri kullanılarak hesap yapılmıştır. Bir diğer simülasyonda soğutma dönemi için mevcut konvansiyonel sisteme ısı pompası eklenerek, soğutma yükünün bir kısmının bu ısı pompası yoluyla karşılanması ele alınmıştır. Yapılan bu 2 ısı pompası simülasyonu ayrı olarak ele alınmış yani ısı pompalarının birbirlerine etkisi olmamıştır. Isı pompası kaynak olarak toprak kaynaklı ısı değiştiricisini kullanmış ve toprak sıcaklığı 10 °C olarak kabul edilmiştir. Ayrıca programa veri olarak girilmesi gerektiği için İstanbul hava şartlarında toprağın 4 m derinliğindeki aylık toprak sıcaklıkları zamana bağlı tek boyutlu ısı denklemi ile hesaplanmıştır. Isı pompasına ve toprak kaynaklı ısı değiştiricisine ait bilgiler EnergyPlus programının veri tabanından alınmıştır. Yerden ısıtma sistemlerinde konvansiyonel sisteme göre ısıtma yükü artmış olup bu artışın en önemli nedeni yerden ısıtmada binanın kütsel olarak ısınmasıdır. Aynı sebeple 45 °C sıcaklığında besleme suyuna sahip yerden ısıtma sistemi, 40 °C sıcaklığında besleme suyuna sahip yerden ısıtma sistemine göre daha fazla enerji tüketmiştir. Soğutma dönemi için ısı pompasından elde edilen etkenlik (Performans Katsayısı) değeri ortalama 5,62 olurken, ısıtma döneminde ısı pompasının kullanımı sonucu elde edilen etkenlik değeri 4,14 olmuştur.

Son olarak İstanbul şartlarında rüzgar enerjisi ve güneş enerjisinden elektrik üretimi incelenmiş ve bu amaçla önce 2 adet 250 kW ve 500 kW kapasitelerinde rüzgar türbinlerine ait veriler EnergyPlus simülasyon programına girilmiştir. Türbinlerden elde edilen elektrik miktarı binanın tüm elektrik talebinin %19,58'ini karşılamaktadır. 250 kW gücündeki türbin tek başına bu talebin %5,09'unu karşılamıştır. Türbinler tarafından gece üretilen elektriğin 329,31 GJ'lik kısmı elektrik ağına iletilmiştir. Güneş enerjisinden elektrik üretmek amacıyla bina çatısına 12 m aralıklarla güneşe 30° açıyla bakan 8 adet güneş pili yerleştirilmiştir. Güneş pillerinin verimleri %12 olarak sabit alınmıştır. Toplam etkin güneş pili alanı 216 m²'dir. Güneş pillerinden elde edilen elektrik tüm binanın elektrik ihtiyacının %2,2'sini karşılamıştır.

ENERGY EFFICIENCY AND USE OF RENEWABLE ENERGY SOURCES IN NON-RESIDENTIAL BUILDINGS

SUMMARY

During the last years as an increase in the renewable energy sources has been observed, at present the majority of consumed energy resources throughout the world is being met by fossil fuels. Energy use increases with respect to the needs and this situation threatens a sustainable life. For this reason; there is need to increase the ratio of renewable energy sources for the consumed energy.

An important part of the consumed energy throughout the world is being used by the buildings of residence type and non-residential buildings. For this reason within the scope of thesis a study has been carried out at the Asian side of Istanbul inclined to the energy consumption at non-residential buildings and decrease of this consumption. In addition meeting of some part of the consumed energy by the building through the use of renewable energy sources has been targeted.

EnergyPlus simulation program has been used at the calculations that have been made. The program is a simulation program that can make hourly calculations and obtaining sensitive results by taking into consideration of many factors. For Istanbul hourly weather data are being kept ready in a format to be recognized by the program. The program enables us to obtain results close the real by taking into consideration of variable like shadowing impact. The calculations are being made with respect to time. For example the building that is being heated at winter is left into cooling at night hours by closing of heating and this situation is being considered by the program as a situation affecting the heating loads.

The drawing and presentation of material properties of the present building has been fully made within the scope of program capabilities. For these studies a separate program has not been used. 3 dimensional appearance prints out that has been constituted by only EnergyPlus program has been taken from AutoCAD drawing program. When the building is being constituted all surfaces has been defined and finally the building has been obtained as a whole by entering coordinates belonging to the building surfaces.

The result that has been obtained as a result of the simulations made has been considered by the way of non-dimensional numbers that have been obtained by Buckingham – Pi theorem. The variables that have been used in obtaining of non-dimensional numbers are especially the variables that affect the building loads to large extents. From these variables 5 fundamental variables and 5 fundamental dimensions has been selected and all the necessary non-dimensional numbers has been obtained according to these fundamental variables and dimensions. The variation of the obtained non-dimensional numbers with respect to months has been given as a graph for different operating conditions and different system designs. The non-dimensional numbers has been separated into 3 sections namely by counting the ones at heating period, used at cooling period and used in mutual.

At the energy and load calculations that has been made on annual basis one year has been divided into months namely the months only heating and cooling is made and heating and cooling is being made together. The months that only cooling is made are being selected as June, July, August and the months only heating is made have been selected as November, December, January, February and March. The remaining September, October, April, May months have been selected as the months with heating and cooling made together. This situation is valid for all simulations that have been made throughout the thesis.

Office building has central heating and cooling system with fan-coil units and a total of 259 location areas is being heated and cooled including office rooms, halls, sports saloon, restaurant and store. At the same time all of these locations are being ventilated through fan-coil units. For the situation that we have defined as reference situation the boiler output water temperature is 82 °C and fan-coil heating design temperature has been taken as 60 °C. Again for reference situation at the cooling period the chiller output water temperature has been selected as 7,22 °C and the fan-coil design temperature as 12 °C. For floor halls as during the heating period location heating design temperature is being taken as 21 °C at cooling period it has been taken as 25 °C. For the remaining locations as the heating period location heating design temperature is being taken as 22 °C the cooling period design temperature has been accepted as 24 °C. The first simulation has been made over different boiler, chiller and fan-coil design temperature. Drawing of the design temperature of chiller from 7,22 °C to 6 °C has partly increased the electricity consumption. One of the most important reasons of this is with a design temperature at 6 °C is being met by more hidden thermal load. Namely lower humidification ratios have been obtained and the conditions of more comfort have been improved parallel to this. Conversely the energy consumption has increased.

Under a different heading by taking into consideration of different local design temperatures, the building loads have been investigated. Primarily in the heating period location heating design temperatures has been pulled down 0,5 °C and at the cooling period by pulling up of the location cooling design temperatures to 0,5 °C, the obtained results has been compared with reference situation. As a result of this change as the boiler load is being decreased % 7,96 with respect to reference situation the chiller load has decreased % 4,28 for month of June. Again pulling down of heating design temperatures with respect to reference situation by 1 °C is decreasing the boiler load % 15,66 at month of February and increase of cooling design temperatures of 1 °C has caused the chiller load decrease in month June in the ratio of % 8,46. With respect to reference situation an increase of 0,5 °C in heating design temperatures is causing a increase of % 8,2 at the boiler load in month of February and a decline of 0,5 °C at cooling design temperatures has caused the cooling load to increase % 4,39 in month of June.

It is known that insufficiency of ventilation amounts can cause important effects on human health. For this reason within the scope of thesis the increase in ventilation amounts and the effect of the night ventilation over the heating and cooling loads of office building has been investigated. Under this heading first the ventilation amounts within working hours has been increased initially by % 10 and subsequently by % 20 and the obtained data has been compared with reference values. The night ventilation to be made during cooling period for the purpose of saving has been also investigated at this section. The night ventilation includes the time out of working hours and has been mechanically realized through fan units. The increase in the

amount of ventilation at working hours has caused an important increase of the heating loads. The same situation is valid for the night ventilation that is being made throughout the year. The increase that has been made on ventilation amount during working hours has not been effective on the cooling loads as much as on the heating on cooling surfaces. The night mechanical ventilation made has caused the decrease in the cooling loads by effecting positively. But as the night ventilation is mechanical the consumption of electricity has increased. For preventing of this situation natural ventilation can be an alternative.

Another issue that has been handled within thesis scope is the window structure. The building loads have been investigated as per the reference situation by changing the air gap distance between the number of glasses and windows. In reference situation there are 2 each glasses and 12 mm air gap and the glasses that are in contact with external medium are 6 mm in thickness and the one which is contact with internal medium is in the thickness of 5 mm. Both 2 glasses has the same properties. The first simulation has been in the way of increasing the air gap distance in present situation to 16 mm. Subsequently by adding another glass of 6 mm thickness simulation results have been compared with the reference situation in sequence for 6 mm, 9 mm and 12 mm air gap distances. The added glass has been added at the internal medium side and the position of the glass of 5 mm thickness that is contact with external medium has been protected. As a result of simulations that have been carried out while the increase in air gap distance for both 2 window structures and as well as 3 glass structures is affecting the cooling load negatively they are affecting the cooling load positively. As a result of adding of window in thickness of 6 mm; the utilization ratio from sun light has dropped and the electricity consumption in illumination related with this has increased.

Additional insulation option has been taken into consideration as another study subject. By placing additional insulation in sequence of 4 cm, 5 cm, 6 cm, 7 m, and 8 cm thicknesses to the surfaces of the building surfaces the obtained data has been compared with reference situation. As a result of the insulations installed some amount of improvement has been constituted with respect to reference situation. At the cooling load almost no change has been realized or some adverse small variations have been formed. One of the most important reasons of any improvement at the cooling load is the increasing heat storage capacity of the building. With the added materials the heat storage amount has increased and this situation has caused a negative effect on cooling load.

EnergyPlus simulation program enables analysis possibility for the applications of floor heating and heat pump. For the present office building fist floor heating systems possessing of 40 °C and 45 °C values of supply water has been defined. Afterwards heat pump has been added to the floor heating systems having a 40 °C hot water supply. At the floor heating systems all localization design temperatures has been selected as 20,5 °C and this temperature value represents operative temperature. At the non-dimensional numbers that has been obtained by using Buckingham – Pi theorem, calculation has been made by using this temperature value. At another simulation by adding a heat pump to the present conventional system meeting of one part of the cooling load by means of this heat pump has been taken into consideration for the cooling period. These 2 heat pump simulations made has been considered separately in other words the heat pumps had not an effect on each other. The heat pump has used ground sourced heat exchanger and the temperature of earth has been accepted as 10 °C. In addition as it was necessary to

enter the as program data; under Istanbul weather conditions the monthly earth temperatures at 4 m underneath of ground has been calculated with respect to time with single dimensional heat equation. The data related with heat pump and ground sourced heat exchanger has been taken the same from the data base of EnergyPlus program. At floor heating systems the heating load with respect to conventional system has been increased and the most important reason of this increase is the molar heating of the building in floor heating. For the same reason the floor heating system having a supply water of 45 °C has consumed more energy with respect to floor heating system having a supply water of 45 °C. For the cooling period while the COP (performance coefficient) value that has been obtained from heat pump is being an average of 5,62, the COP value that has been obtained by the use of heat pump at the heating period has been 4,14. At cooling period the heat pump has met % 5,6 of total need. In heating period the heat pump has met % 15,45 of total need.

Finally under Istanbul conditions electricity production from wind energy and solar energy has been investigated and for this purpose first the data related with 2 each wind turbines with the capacity of 250 kW and 500 kW has been entered into EnergyPlus simulation program. The amount of electricity obtained from turbines is meeting the % 19,8 of the buildings whole electricity demand. The turbine in the power of 250 kW has met % 5,09 of this demand by itself. The 329,31 GJ part of the electricity produced by turbines at night time has been transmitted to electricity network. For the purpose of generating electricity from solar energy 8 each solar cells has been placed on the roof of building with 12 m intervals and facing south with an angle of 30°. The efficiencies of solar cells have been taken as fixed % 12. The total effective solar cell area is 216 m². The electricity that has been obtained from solar cells has met % 2,2 of electricity demand of the whole building. As the solar cells are placed at the roof shadowing has been made and as a result of this electricity consumption of the chiller has decreased from 1209,23 GJ to 1208 GJ on yearly basis.

1.GİRİŞ

İnsanoğlu kurduğu medeniyeti devam ettirebilmek adına artan bir şekilde enerji tüketmektedir. Enerji, sağlık sektörü, ısınma, iklimlendirme, ulaşım ve yiyecek sektörü gibi temel ihtiyaçlar olarak nitelendirebileceğimiz alanların yanında lüks harcamaları karşılamak üzere de kullanılmaktadır. Sanayileşen toplumla beraber enerji tüketimi hızla artmış bu artış yanında çevre kirliliği ve sağlık problemlerini yanında getirmiştir. Eğer mevcut hayat koşullarımızın devamını istiyorsak ve daha iyi koşullara sahip olmak amacımız ise enerji tüketimini bir şekilde kontrol etmemiz gerekmektedir. Artan enerji ihtiyacı son yıllara kadar fosil yakıtlı kaynaklardan karşılanmış fakat yenilenebilir enerji kaynaklarına dayalı enerji üretimi de artış göstermiştir. Özellikle konut tipi ve konut dışı binalar enerji tüketiminde önemli rol oynamaktadır. Bu binalarda tüketilen enerjinin önemli bir bölümü ısıtma ve soğutma sistemlerinden kaynaklanıyor. Ticari binalarda klima sistemleri tüketilen enerjinin %35'ini, aydınlatma %24'ünü kapsıyor. Konutlarda enerji tüketiminde aydınlatmanın oranı %12 olurken HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning) sistemlerinin enerji tüketimindeki payı %43 olmaktadır. Binaların tükettiği enerji ve buna karşılık gelen çevresel etkiler sadece elektrik enerjisinin kullanımı ile sınırlı değildir. ABD istatistiklerine göre elektrik tüketiminin %65'ini, birincil enerjinin ise %36'sını binalar kullanıyor. Sera gazı emisyonunun da %30'unu binalar üretiyor [1]. Bu nedenle binaların enerji tüketim miktarlarının azaltılması ve kullanılan enerjinin olabildiğince yenilenebilir kaynaklardan karşılanması sürdürülebilir bir yaşam için gereklidir.

Tez kapsamında İstanbul Pendik'te bulunan bir ofis binası ele alınmıştır. Öncelikli olarak ofis binasının yapısı ve çalışma şartları ortaya konmuştur. Bu ofis binasının yıllık ısıtma ve soğutma ihtiyaçları hesaplanılmış ve aydınlatma için harcanan elektrik miktarı bulunmuştur. Yapılan hesaplamalar EnergyPlus simülasyon programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu program bize saatlik hava verilerini kullanarak hassas hesaplama sonuçları sunmaktadır. Ofis binası merkezi sistem olup 4 borulu fan-coil sistemi mevcuttur. Hesaplamalarda öncelikli olarak bu konvansiyonel HVAC sisteminin çalışma şartları ele alınmıştır. Farklı çalışma

şartlarında tüketilen enerji miktarları da ayrıca irdelenmiştir. Mahal tasarım sıcaklıkları enerji tüketimini etkileyen önemli bir faktör olup farklı mahal sıcaklıkları için ofis binasının yıllık enerji yükü hesaplanmıştır. Mevcut HVAC sistemi kullanılarak gece havalandırması yapılmış ve bina yüklerinin değişimi ortaya konmuştur. Bunun dışında taze hava miktarı değerlerindeki %10 ve %20'lik artışların bina yükleri üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Pasif önlemler başlığı altında binanın mevcut yapısına ek yalıtım konulmuş ve enerji analizi yapılmıştır. Yine aynı başlık altında cam adedi ve camlar arasındaki mesafe değişimlerinin enerji tüketimine etkisi ortaya konmuştur. Bu simülasyonların sonuçları Buckingham-[] teoremi olarak adlandırılan teoremden elde edilen boyutsuz sayıların grafikleri yoluyla değerlendirilmiştir. Bu boyutsuz sayılar bina yüklerini etkileyen bir grup değişkeni içermektedir.

Mevcut konvansiyonel sistem ile yapılan enerji analizlerinden sonra yerden ısıtma sistemleri ele alınmış 40 °C ve 45 °C'lik ısıtma suyu sıcaklıkları için bu sistemlerin simülasyonu yapılarak elde edilen sonuçlar referans durumla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalarda yine boyutsuz sayı değerleri üzerinden olmuştur. Daha sonraki bölümlerde yenilenebilir enerji kaynağı olarak toprağı kullanan toprak kaynaklı ısı pompaları ele alınmıştır. Isıtma ve soğutma amaçlı 2 ısı pompası için benzer ısı değiştirici özelliklerinde ayrı olarak simülasyon yapılmıştır. Isıtma amaçlı kullanılan ısı pompası 40 °C ısıtma suyu sıcaklığına sahip yerden ısıtma sistemine eklenmiştir. Soğutma amaçlı ısı pompası ise mevcut konvansiyonel sistemde kullanılmıştır. Toprak sıcaklığı 10 °C olarak alınmış ve İstanbul için 4 m derinlikteki toprağın aylık sıcaklık değişimi hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar boyutsuz sayılar yoluyla irdelenmiştir. Rüzgar ve güneş enerjisinden elde edilebilecek elektrik miktarı için rüzgar türbinleri ve güneş pilleri kullanılarak simülasyon yapılmıştır. Kullanılan türbinler 250 kW ve 500 kW anma güçlerine sahip olup rüzgar hızları program tarafından hava verileri ve bir dizi formül kullanılarak hesaplanmıştır. Toplamda net 216 m² alana sahip 8 güneş pili kullanılmış ve verimleri sabit olarak %12 alınmıştır. Simülasyon programı güneşlenme değerlerini İstanbul için verilen saatlik verileri içeren meteorolojik veriler dosyasından okuyarak hesaplamıştır.

1.1 Literatür Taraması

İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü yerleşke alanı içinde yapılan bir çalışmada kütüphane ve galeri olarak kullanılan bir binanın ısıtma ve sıcak su gereksinimi için yerleşke alanında bina yerleşimine yakın bir yerde bulunan antik bir alandan 32 °C de çıkan jeotermal suyun kullanılması önerilmiştir. Bina ısıtması için bu su sıcaklık değerine uygun olan sistem yerden ısıtma olarak belirlenmiştir. Bina ısıtması için gerekli boru uzunluğu FLUENT programında modellenerek bulunmuştur [2].

Koca (2006) [3], mevcut yenilenebilir enerji kaynaklarındaki teknolojik gelişmeleri ayrıntılı olarak incelemiş, ayrıca sistem verimliliğini arttırmak ve enerji sürekliliğini devam ettirmek amacıyla kullanılan hibrit enerji sistemlerini açıklamıştır. Örnek olarak PV modül ve rüzgar jeneratörü uygulaması ile müstakil bir evin yaklaşık sistem maliyeti hesabını yapmıştır.

Sert (2010) [4], fosil yakıtlar, nükleer enerji ve yenilenebilir enerji kaynaklarının çevresel etki değerlendirmeleri, enerji rezervlerinin mevcut ve gelecekteki durumu, gelecek senaryoları, enerji güvenliği, Türkiye'nin enerji politikası ve vizyonu, Türkiye ve dünyada yenilenebilir enerji sistemi ve teşvikler, enerji tasarruf sistemleri, potansiyeli ve mevzuat, yeni nesil-ekolojik-A sınıfı-yeşil-sürdürülebilir binalar ve sertifikalandırma sistemleri, yaşam döngüsü değerlendirme sistemi, ömür boyu maliyet analizi, enerji simülasyon yazılımları, kısıtları, avantaj ve dezavantajları incelemiştir.

Erdem (2007) [5], bir evin ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için, güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi tasarlamıştır. Isıtılacak mahall için fan-coil seçildiğinden ısı pompası sudan-suya türünde seçilmiştir. Toprak ısı değiştiricisi tasarımında, yatay boru sistemi çok uzun boru boyu gerektirmesinden ötürü düşey boru sistemi tercih edilmiştir. Sistemde, güneş enerjisinden; hem doğrudan ısıtma amaçlı olarak hem de ısı pompasına giriş suyunu ısıtma amaçlı olarak iki şekilde kullanımına yer vermiş ve farklı sistem büyüklükleri için maliyet analizi yapmıştır.

Başka bir çalışmada Viyana'da bulunan iki konut bloğundaki daireler kıyaslanıyor. Bu konut bloklarının biri pasif enerjili diğeri de az enerji tüketimli konut bloklarıdır. Ayrıca bu bloklar benzer zamanlarda benzer bölgeye inşa edilmiş olup kullanılan

yapı malzemeleri ve kat planları açısından da kıyaslanmaya müsait bloklardır. Bu iki blok arasındaki en önemli fark havalandırma şekilleridir. Pasif binalar kontrollü bir havalandırmaya sahipken, az enerji tüketimli binalar bina oturanlarının kontrolünde doğal havalandırma ile havalandırılıyor. 5 aylık bir dönem içerisinde her bir bloktaki ikişer dairenin hava sıcaklığı, iç ortam nemi, CO₂ emisyon miktarını içeren iç ortam koşullarının ölçümü yapılıyor. Yapılan emisyon ölçümlerinde pasif dairelerin emisyon değerlerinin daha düşük olduğu saptanıyor [6].

Diğer bir çalışmada ise, Belçika'daki 3 katlı az enerji tüketimli bir ofis binasının kışın toprak altından gelen borular sayesinde ısı değiştiricileri kullanılarak ısıtma döneminde önceden ısıtılan hava yoluyla ısıtma yükü azaltırken, yazın gece havalandırması ile birlikte soğutma yükü azaltılmaya çalışılmıştır. Yazın gündüz ofislere gönderilecek olan temiz hava önce toprak altındaki ısı değiştiricileri tarafından bir ön soğutma işleminden geçiriliyor. Ofis binası çok iyi yalıtılmış olup, ısıtma sezonunda ısı kayıpları minimuma çekilmiş bir durumdadır. Havalandırmadan kaynaklanan ısı kayıpları da ön ısıtma için kullanılan dışarı salınan ortam havasından ısı geri kazanımı sağlayan ısı değiştiricileri ve toprak altı ısı değiştiricilerinden faydalanılması ile azaltılmıştır. Soğutma döneminde yazın güneş ışınlımından gelen iç kazançları azaltmak amacıyla kontrol edilebilir dış gölgeleme elemanları kullanılmış. Işıklandırma miktarı da 9,5 W/m² değerine ayarlanmıştır. 2002 yazı boyunca uygulanan pasif soğutma tekniklerinin faydalı olduğu ve yaz dönemi termal konfor şartlarını olumlu etkilediği not düşülmüştür. Son olarak yapılan ölçümler sonucunda pasif soğutmada toprak sıcaklık farkından yararlanan ısı değiştiricisi yerine gece yapılan doğal havalandırmanın yaz koşullarındaki termal konforu daha uygun hale getirildiği vurgulanmıştır [7].

Yapılan başka bir çalışma iç ortam kalitesini ele almaktadır. Çalışma kapsamında ısı konfor, ışık ve gürültü ya da ofis odası akustiği gibi çevre değişkenleri ölçülüp ofis çalışanları üzerinde bu değişkenlerin farklı değerleri için memnuniyet anketleri düzenlenilmiştir. Ölçüm değerleri oda sıcaklığı için tabandan 1 metre yükseklikteki değerler olarak alınırken, ışık kalitesi ve ses seviyesinin belirlenmesinde çalışanların masalarının üstü ölçüm yeri olarak belirlenmiştir. Yapılan anketlere toplamda 120 çalışan katılmış ve bu çalışanların yaş ortalaması 22 yaşın üstünde ayrıca yarısı kadın yarısı erkektir. Oda sıcaklıklarına 18 °C ile 32 °C değerleri arasında 2 °C artırım değeri konularak ölçüm yapılmış ve memnuniyet araştırması yapılmıştır. Aydınlatma

için seçilen değerler 100 lux ile 1300 lux arasında olup 200 lux artırım değeri ile ölçüm yapılmış ve anketler düzenlenmiştir. Ses seviyesinde 45 dB ile 65 dB arasında sınırlandırılıp 5 dB artırım değeri belirlenerek ölçümler yapılmıştır. Ölçümler boyunca bağıl nem %40 ile %65 arasında kalmaktadır. İç ortam sıcaklığı hava sıcaklığı olarak değil radyant sıcaklık ile ortam havası sıcaklığının aritmetik ortalaması olan operatif sıcaklık olarak belirlenmiştir. Yapılan lmler ve anketler sırasında dış ortam hava sıcaklığı değişimi 25,1  C ile 28,8  C arasındadır. En uygun operatif sıcaklık değeri 25,7  C olarak llmştir. Yine ışıklandırmada uygun değer 300 lux üzeri olarak belirtilirken, ses seviyesinin de 49,6 dB değerinden aşağıda bir yerde olması önerilmiştir. Yapılan lm ve anketlerin diğer bir sonucu da iç ortam kalitesinde aydınlatmanın etkisinin hava sıcaklığı ve ses seviyesi kadar etkili olmadığıdır. Aydınlatma kalitesindeki değişimlere ya da düşüşlere ofis çalışanları tarafından anlık olumsuz tepkiler gelmemekle beraber diğer değişkenlerdeki değişimlerin ofis çalışanlarını daha hızlı ve etkin olarak etkilediği belirlenmiştir [8].

Bir ofis binası üzerine yapılan başka bir çalışmada ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerine sahip bir İtalyan ofis binasının iç ortam havasındaki bakteri ve mantarların miktarı ve çeşitliliği değerlendiriliyor. İ ortamdaki mantarsal türlerin çeşitliliği ve miktarı dış ortamda bulunan mantar ve parazitlerin dağılımı ile ilişkilendiriliyor. Yapılan alışmada HVAC sistemlerinin açık ya da kapalı olması durumlarında havada bulunan mikroorganizmaların mevsimsel ve günlük olarak değişim miktarları belirlenmiştir. Çalışmaya konu olan yapı 35 yıllık bir bina olup merkezi bir HVAC sistemine sahiptir. Binada bulunan tüm pencereler kilitli olup ofislerde bulunan insanlar sadece fan-coil ünitelerini kullanabilmektedirler. Yapılan lmler sonucunda kışın mantar miktarının yüksek olması sel taşkınlara bağlanmaktadır [9].

Ofis binalarında iç ortam kalitesi için yapılan bir başka çalışma, çeşitli alman şehirlerinde bulunan 30 ofis binası kapsamaktadır. Çalışmanın amacı ofis çalışanlarının anket doldurarak verdiği kişisel bilgiler ile tüm ölçümlerden elde edilen veriler bir arada değerlendirilerek uygun bir CO₂ seviyesi tanımlamaktır. Çalışanların kullandıkları oylara göre hava kalitesinden dolayısıyla CO₂ seviyesinden rahatsız olan çalışan yüzdesi belirleniyor. Bunun için CO₂ lm için gerekli sensörlere sahip bölümlerde kısa süreli ölçümler yapılırken kısa anket formu şeklinde çalışanların bilgisine başvurulan bir araştırma metodu kullanılıyor. CO₂ lm

dışında insan sağlığını etkileyen farklı organik kimyasallar için de ölçüm yapılıyor. Havada bulunan bu kimyasalların ölçümünde farklı yapıda sensörler kullanılıyor. Binaların bir kısmı doğal bir kısmı da mekanik havalandırılmalı olup iki grup içindeki yerlerin büyük çoğunluğu için CO₂ konsantrasyonu 600-1000 ppm aralığındadır. Ankete katılanların 507'si kadın, 588'i erkek çalışandır. Çalışanların %93'ü sigara kullanmamaktadır. Doğal havalandırılmalı yerlerde çalışanlar iç ortam ve hava kalitesini açılabilen pencereler yoluyla düzenleyebilirken, mekanik havalandırma bulunan yerlerin %20'sinde böyle bir olanak yoktur [10].

Dikici (2004) [11], Elazığ'da konutların ısıtılmasıyla amacıyla güneş, hava ve toprak kaynaklı bir ısı pompası deney seti kurmuştur. Deney düzeneği, altı adet düzlemsel güneş kolektörünü, bir adet sıcak su deposunu, iki adet plaka tipi sulu ısı değiştiricisini, iki adet sirkülasyon pompasını, hava kaynaklı buharlaştırıcı ve deneyler esnasında ölçüm değerlerinin alınmasında kullanılan yardımcı elemanları içermektedir. Çalışmada güneş enerjisi kaynaklı, hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompaları araştırılmış, ilave olarak güneş kaynaklı, hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarının ikili gruplar halinde deneyleri de yapılmıştır. Deneylerin yapılma zamanı 2002 ve 2003 yılları arasındaki aralık ayından mart ayına kadar olan ısıtma sezonudur. Yapılan ekonomi analizi sonuçlarına göre Elazığ'da, ısı pompası sistemleri için en karlı yatırımın toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri olduğu belirlenmiştir.

Demir (2006) [12], toprak kaynaklı paralel borulu yatay ısı değiştiricisi modellenmesine yardımcı olmak üzere MATLAB programında zamana bağlı ısı transferi denklemini içeren yazılım oluşturmıştır. Deneysel bir çalışma ile de bu matematik modelin geçerliliğini kanıtlamak amacıyla deney düzeneği kurup veri toplamıştır. Isı pompası kapasitesi 4 kW olup, ısı pompası buharlaştırıcısı ortamdaki 2,7 kW ısı çekebilmektedir. Yoğuşturucu tarafında ise ortama 4 kW enerji transferi yapılabilir. Deney düzeneği Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde 800 m² açık arazi üzerinde kurulmuştur. 13 Aralık 2005 – 20 Ocak 2006 tarihleri arasında toplam 37 gün boyunca toprak içerisine ve toprak ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışına yerleştirilmiş toplam 34 adet T tipi ısı çifti yardımıyla sıcaklık verisi toplanmıştır. 910 saat sonucunda toprak içindeki yatay ve düşeydeki sıcaklık dağılımı hesaplamalarla uyumlu olarak ortaya konmuştur. Ayrıca çalışmada yatay paralel borulu ve düşey U-borulu toprak ısı değiştiricilerinin termo-

ekonomik incelemesi yapılmıştır. Yatay borulu toprak ısı değıştircilerinin düşey U-borulu toprak ısı değıştircilerinden daha avantajlı olduğu görölmüşür. Bunun sebebi düşey U-boru toprak ısı değıştircilerinin sondaj maliyetinin çok yüksek olmasıdır. Bu nedenle mevcut şartlarda düşey U-borulu toprak ısı değıştircilerinin, yatay paralel borulu toprak ısı değıştircileri ile rekabet edebilmesi mümkün değildir. Halen 80 TL/m olan sondaj maliyetinin 30 TL/m ve daha aşağıya çekilmesi durumunda düşey U-borulu toprak ısı değıştircilerinin daha avantajlı hale geleceği savunulmuştur.

Öztürk ve Diğ. (2012) [13], Batı Akdeniz Bölgesi (Antalya, Burdur ve Isparta) evsel uygulama için toprak kaynaklı ısı pompası sistem bileşenlerinin ve tüm sistemin, Termodinamiğin 1. ve 2. Kanunları'na bağlı olarak enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Ekserji kaybı, ekserji verimi ve ekserji yıkım oranları verilmiştir. Isı pompası elemanları olan kompresör, kondenser, kısma vanası, evaporatör, tank ve sirkülasyon pompasının ekserji yıkımları kış ayları (kasım, aralık, ocak, şubat ve mart) için yapılan çalışmada belirlenmiştir. Çalışmada tüm sistem içinde maksimum ekserji yıkım oranına sırasıyla kompresör ve kondenser sahiptir. Yapılan çalışmada örnek olarak alınan ofisin boyutları 15 m x 15 m x 3 m şeklindedir. Ofis binasının enerji ihtiyacı hesaplanırken cihazların ısı kazançları bilgisayar için 75 W, soğutucu için 150 W, fotokopi makinesi için 200 W, televizyon için 75 W ve toplam gücü 200 W olan 4 lamba olacak şekilde alınmıştır. Ofiste 10 insan, 10 bilgisayar, 1 soğutucu, 1 televizyon olduğu kabul edilmiştir. Yapılan teorik çalışma sonucunda ısı pompası COP değerleri Antalya için 2,25 ile 4,54 arasında, Burdur için 5,4 ile 7,81 arasında ve Isparta için 5,64 ile 7,89 arasında değişmektedir.

Oktay ve Diğ. (2012) [14], bu çalışmada; rüzgar ve güneş birleşik güç sistemi kullanılacak bir tesis için boyutlandırma, projelendirme, kurulum ve işletilmesi sürecini detaylı olarak incelemiştir. Birleşik güç sisteminin kurulduğu ve gerekli ölçümlerin sağlandığı yer Balıkesir ili Bigadiç ilçesinde bulunan Kınalı Keklik üretim tesisidir. Bu çalışmada ayrıca analiz sonuçları gerçek sistem verileriyle karşılaştırılmıştır. Optimizasyon sonrası güç sistemi toplam 1 kW gücünde fotovoltaik 6 adet panel, 10 kW gücünde yerli yapım rüzgar türbini, 48 kW depolama kapasitesinde kuru tip aküler, 5 kW kapasiteli evirici (dönüşürücü) olarak tasarlanıyor. Çalışmada ele alınan sistem “Alaçam Dağlarında Sürdürülebilir Yaban Yaşam” projesi kapsamında yaşama geçmiş çok amaçlı bir tesis konumundadır. Tesis

alanı 180 m² dir. Fotovoltaik sistem güneye dönük olarak 40° açıyla yerleştirilmiştir. Rüzgar türbininden gece sürecinde de elektrik elde edilmesi bu sistemin önemli avantajlarından biridir. Ocak ayında güneş enerjisinden elektrik üretimi düzeyi oldukça düşük düzeyde gerçekleşerek toplam üretim içindeki değeri ancak %7 olmuştur. Bu oran yıl içinde en yüksek olarak mayıs ayında %31 değerine ulaşabilmektedir.

Başkal ve Diğ. (2012) [15], dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası (DTKIP) sistemi kullanılarak elde edilen enerjinin duvardan ısıtma sisteminde kullanımını incelemiştir. Bu amaçla Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde Kurulu bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde mevcut DTKIP ve duvardan ısıtma sistemlerinin verileri kullanılmıştır. Isıtma sisteminden saniye bazında veriler alınarak analiz edilmiştir. Isıtma pompası 8,13 kW anma gücünde olup ısı pompası etkinlik katsayısı 4,78'dir. Kullanılan kompresörün elektrik tüketimi de 1,7 kW olarak alınmıştır. Bu çalışmada 2010 yılının ocak, şubat ve mart aylarındaki ortalama sistem performansı (COP_H) hesaplanmıştır. Bu süreçte, test odası sıcaklığı 20°C olarak sabit tutulmuştur. Isı pompasından tesisata gönderilen ısıtma suyu sıcaklığı 30,8°C, ısı pompasına dönen suyun sıcaklığı 24,3°C, dış hava sıcaklığı 8°C olarak ölçülmüştür. Kompresör tarafından 1,7 kW elektrik tüketilirken hesaplanan COP_H değeri 3,3 olmuştur.

2.ENERJİ TÜKETİMİ VE SÜRDÜREBİLİRLİK

2.1 Artan Enerji Tüketiminin Çevreye Etkileri

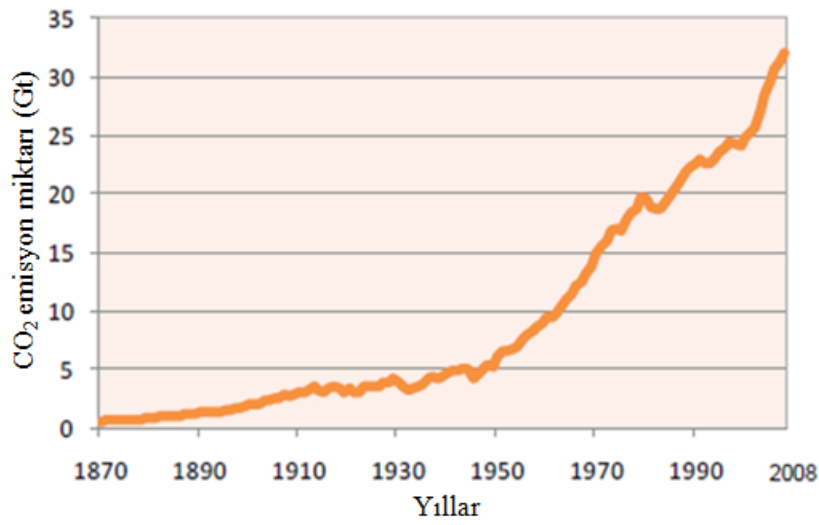
Fosil yakıtların kullanımı ortalama dünya sıcaklığını son bin yılın en yüksek değerlerine ulaştırmış, yoğun hava kirliliğinin yanı sıra milyarlarca dolar zarara yol açan sel ve fırtına gibi doğal felaketlerin gözle görülür şekilde artmasına neden olmuştur.

Enerji tüketimindeki artış, çevreyi olumsuz yönde etkilemekte doğal dengeleri bozmaktadır. Bunun en önemli nedeni sera etkisidir. Enerji ihtiyacını karşılamada kullanılan fosil yakıtlardan büyük ölçüde CO₂ emisyonu gerçekleşmekte, bu da dünya üzerinde sera etkisi yaratmaktadır. Sera etkisi yaratan CO₂ dışında da gazlar bulunmakta olup, bu gazlar sera gazları olarak adlandırılmaktadır.

Güneşten gelen dalgali radyasyonun bir kısmı doğrudan atmosfer tarafından uzaya verilirken, bir kısmı da yeryüzü tarafından emilir. Isınan yeryüzünden salınan uzun dalgali radyasyonun önemli bir bölümü tekrar atmosfer tarafından emilir. Atmosferdeki gazların kısa dalgali güneş ışınımını çok geçirmesi, yeryüzünden verilen uzun dalgali ışınımı ise, biriken yanma sonu gazları nedeniyle daha az geçirmesi, atmosferin yeryüzüne yakın tabakalarının beklenenden daha fazla ısınmasına neden olur bu olaya, atmosferin sera etkisi denilmektedir [16].

Küresel ısınma üzerinde etkili olan sera gazları arasında CO₂'in ayrı bir yeri ve ayrı bir önemi vardır. Karbondioksit güneşten doğrudan gelen kısa dalgali ışınımı büyük ölçüde geçirdiğinden, ancak yerden verilen uzun dalgali ışınımı tuttuğundan, atmosferin alt kısımlarının ısınmasında çok önemli rol oynayan bir sera gazıdır. Bilindiği gibi atmosferdeki karbondioksit miktarı, birinci derecede fosil yakıtların çeşitli alanlarda kullanımı sonucunda, hızlı bir biçimde artmaktadır. Bununla birlikte ormansızlaşma ve özellikle de tropikal yağmur ormanlarındaki aşırı tahribat, ayrıca dünyanın diğer bölgelerindeki orman örtülerinin yerini alan yeni bitki örtüsünün de bu artışa katkıda bulunmaktadır [16].

Yıllara göre CO₂ emisyon miktarlarının değişimi incelendiğinde artışın logaritmik olduğu görülmektedir (Şekil 2.1). Bu artışta sanayileşme önemli rol oynamaktadır. Konut tipi ve konut dışı binalarda tüketilen enerjinin de CO₂ emisyon miktarlarının artmasında payı yüksektir. Isıtma için binalarda genel olarak doğalgaz gibi fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Konut tipi ve ticari binalardaki soğutma ve aydınlatma sistemleri elektrik tüketiminde ağırlıklı etkiye sahiptir. Tez kapsamında ele alınan ofis binası için ısıtma ve soğutma yüklerinin azaltılmasının yanında, bina tarafından tüketilen enerjinin ne kadarının yenilenebilir enerjiler ile karşılanabileceği irdelenmiştir.

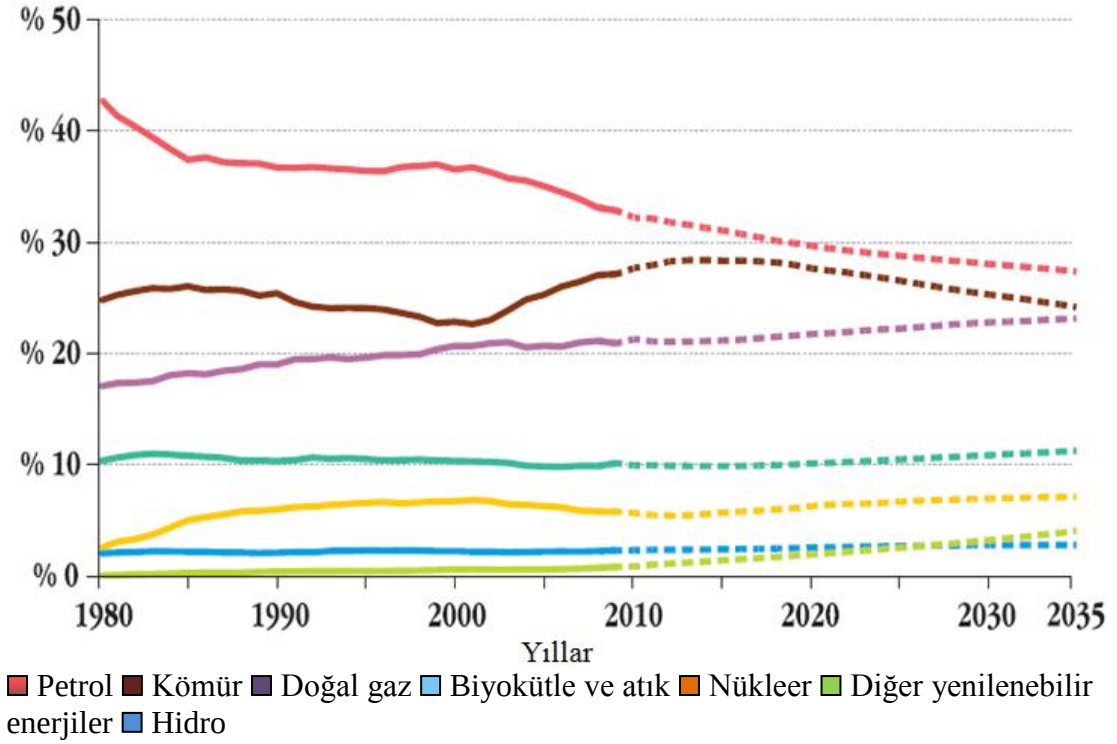


Şekil 2.1 Yıllara göre CO₂ emisyon değişimi [17].

Enerji kaynaklarının kullanım miktarları, sera gazlarının artışını doğrudan etkileyeceği için enerji kaynaklarındaki tüketim miktarlarındaki değişimin incelenmesi önemlidir (Şekil 2.2). Fosil yakıtların gelecekte kullanımının azalması, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının gittikçe arttığı ve artacağı düşünülmektedir. Günümüzde enerji ihtiyacı sürekli arttığı için, bu enerjinin yenilenebilir enerji kaynakları ile karşılanması CO₂ emisyonundaki artışı da önleyecektir.

2.2 Dünyada ve Türkiye’de Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Kullanımı Potansiyeli

Dünyada son yıllarda yaşanan birçok gelişme doğrudan ve dolaylı olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının teknolojileri, bu kaynaklardan enerji üretim maliyetleri ve piyasa payları üzerinde önemli etkiler yaratmaktadır [19].



Şekil 2.2 Dünya genelinde kullanılan enerji kaynaklarının yıllara göre değişimi [18].

Son birkaç yılda sıkı iklim değişikliği hedef ve politikaları nedeniyle yenilenebilir enerji kaynakları çok yüksek bir küresel performans göstermiş ve REN21's Renewables Global Status Report (GSR) 2011'de belirtildiğine göre 2010'da nihai enerji tüketiminin yaklaşık %20'si bu kaynaklardan karşılanmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları kurulu gücü, toplam dünya kurulu kapasitesinin dörtte birine ulaşırken, elektrik üretiminin de neredeyse beşte biri yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilmiştir. Yine aynı rapora göre dünyada yaşanan ekonomik durgunluğa rağmen, toplam enerji yatırımlar içindeki yenilenebilir enerji ve yakıtlarla ilgili yatırımlar, 2010 yılında yeni bir rekor kırmıştır. Bir önceki yıl 160 milyar dolar olarak gerçekleşen yatırımlar, %32 artışla 211 milyar dolara ulaşmıştır [19].

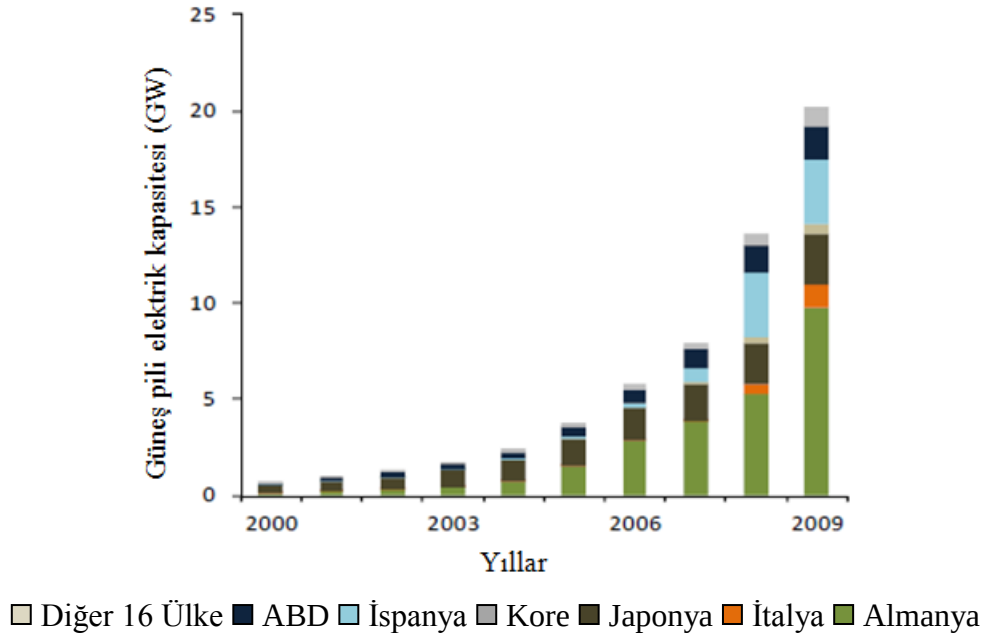
Yenilenebilir enerji kaynakları genel olarak;

- Güneş enerjisi
- Rüzgar enerjisi
- Hidrolik enerji
- Jeotermal enerji
- Biyokütle enerjisi olarak ana başlıklar altında toplanabilir.

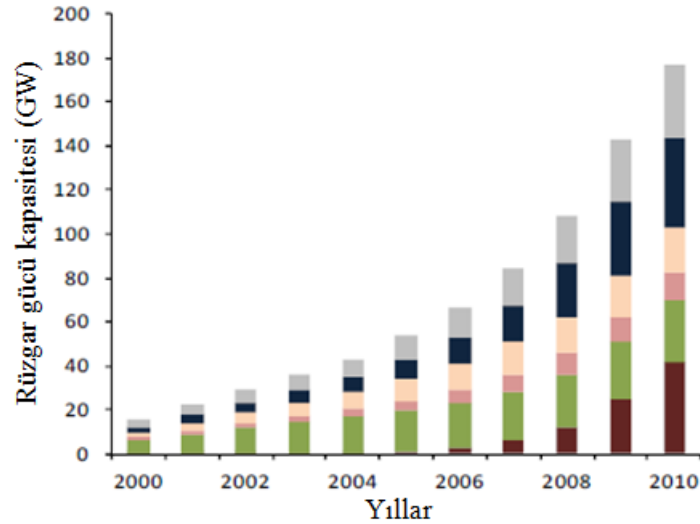
Dünya PV (fotovoltaik) kurulu güç kapasitesi 2010 yılı sonunda, neredeyse Türkiye'nin toplam kurulu gücüne erişmiş, yaklaşık 40.000 MW'a ulaşmıştır. Sistem verimleri ise her geçen gün artmaktadır. Dünyada lider konumundaki Almanya, 17.000 MW'ı aşan kurulu gücü ile dünya PV kurulu gücünün yüzde 43'ünü kendi ülkesinde kurmuştur. Diğer bir güneş enerjisinden elektrik üretimi yöntemi olan odaklayıcı güneş sistemleri alanında ise dünya kurulu güç kapasitesi 2010 yılı sonunda 1095 MW'a ulaşmıştır [20]

Türkiye fosil yakıtlardan linyit açısından ve yenilenebilir enerji kaynakları açısından önemli potansiyele sahip bir ülkedir. Güneş enerjisi ile birlikte; rüzgar, jeotermal, hidroelektrik, biyokütle ve yerli linyit kaynaklarından elde edilebilecek elektrik enerjisi kurulu güç olanaklarının iyi değerlendirilmesi ile ülkemizin, 2010 verileriyle %71'ler seviyesine ulaşan enerjide dışa bağımlılığını ciddi ölçülerde azaltması söz konusu olabilecektir. Ayrıca ülkemizde üretilen 1 kWh elektrik başına, atmosfere salınan 608 gr CO₂ miktarını azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına geçiş kaçınılmazdır [20].

Şekil 2.3 ve 2.4'de 22 ülkenin güneş ve rüzgar enerjisi kaynaklı elektrik üretimindeki artış görülmektedir. Bu ülkeler incelendiğinde yenilenebilir enerji kaynaklarına yatırım yapan ülkelerin gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler olduğu görülmektedir.



Şekil 2.3 Bazı ülkelerin güneş pili elektrik kapasitesi (GW) [21].



■ Diğer 17 Ülke ■ ABD ■ İspanya ■ Hindistan ■ Almanya ■ Çin

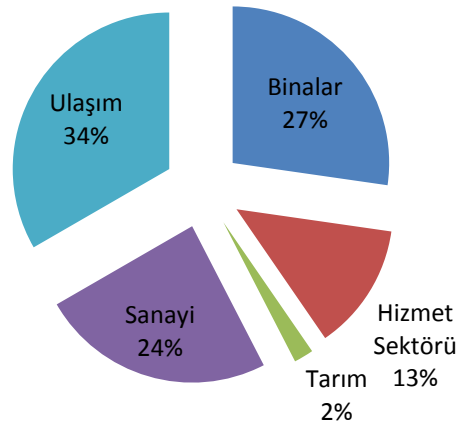
Şekil 2.4 Bazı ülkelerin rüzgar güç kapasiteleri (GW) [21].

Ülkemiz yenilenebilir enerji kaynakları açısından zengin potansiyele sahiptir. Hidrolik kaynaklar potansiyeli 35.000 MW (135 milyar kWh/yıl elektrik üretimi), rüzgar enerjisi potansiyeli 48.000 MW (130 milyar kWh/yıl-elektrik), jeotermal potansiyel 31.500 MW (bu potansiyelin 600 MW'ı elektrik üretimine uygun), biyokütle 8,8 MTEP (1,3 milyar kWh/yıl-elektrik) ve güneş enerjisinde 80 MTEP (380 milyar kWh/yıl-elektrik) seviyesindedir. 2010 yılında 210,18 milyar kWh olarak gerçekleşen elektrik üretiminin %24,5'i hidrolik, %1,35'i rüzgar, %0,47'si jeotermal kaynaklardan karşılanmıştır [19].

2.3 Binaların Enerji Tüketimindeki Payları ve Sürdürülebilirlik

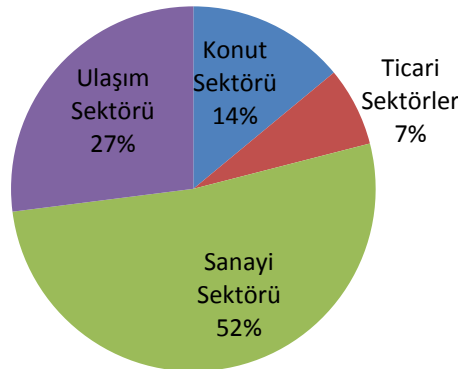
Küresel ısınma ve küresel ısınmanın ana nedeni olan, enerji temini için hidrokarbonların yakılması ile enerji tüketimi ve çevre korunumu, bina tasarımı, uygulama ve işletimi süreçlerinin kritik belirleyicileri haline gelmiştir. Zira tüketilen enerjinin en önemli kısmı, konut ve konut dışı binalarda kullanılmaktadır. Binaların enerji tüketimi içinde HVAC sistemleri çok büyük pay almakta özellikle konut dışı binalarda iklimlendirme sistemleri tüketilen enerjinin %35'ini, aydınlatma %24'ünü kapsamaktadır. Konutlarda aydınlatmanın enerji tüketimindeki oranı %12 olurken, HVAC sistemlerinin payı %43'dür. Binaların tükettiği enerji ve bu durumun çevresel etkileri sadece elektrik enerjisi kullanımı ile sınırlı değildir [22].

Konut tipi ve konut dışı binalar enerji tüketiminde önemli bir yer tutmaktadır. Isıtma, soğutma ve aydınlatma ihtiyaçları bu binalardaki enerji tüketiminin büyük bir bölümünü kapsamaktadır. Şekil 2.5’de Avrupa birliği ülkelerinin 2009 yılında sektör esasına göre tükettiği enerji miktarlarının oranları görülmektedir. Binalarda tüketilen enerji miktarının sanayide tüketilen enerji miktarından daha fazla olduğu dikkati çekmektedir.



Şekil 2.5 Avrupa için 2009 yılı sektöre dayalı enerji tüketim oranları [23].

Şekil 2.6’da dünya genelinde tüketilen enerjinin sektör esasına göre oranları 2008 yılı için verilmektedir. Şekil 2.6’da ticari sektörler kısmı okullar, depolar, restoranlar, oteller, ofis binaları, bankalar gibi konut dışı binaları kapsamaktadır. Dünya enerji tüketimi açısından konut binaları ve konut dışı binalardaki enerji tüketimi, toplam tüketim içinde %21’lik bir oranı temsil etmekte, dolayısıyla enerji yönetimi ve verimliliği, enerji tüketiminin azaltılmasında önemli bir yer tutmaktadır.



Şekil 2.6 Dünya genelinde 2008 yılında sektörlere dayalı enerji tüketim oranları [24].

Binalarda enerji tüketimini azaltılması, kullanılan enerjinin temiz ve yenilenebilir olması sürdürülebilir bir hayat için önemli etkenlerdir. Yapılan binaların yerlerinin seçimi de sürdürülebilirliği etkileyen önemli faktörlerden biridir. Bina yeri seçiminde uygun yerin seçimi insan sağlığı ve enerji tüketimini etkilemektedir.

3. BİR OFİS BİNASININ YAPISAL ÖZELLİKLERİ VE İŞLETME ŞARTLARI

3.1 Ofis Binasının Tanıtımı

Son yıllarda ülkemizde inşaat sektöründe irili ufaklı ofislerden oluşan, çok katlı ve büyük kullanım alanlarına sahip binalar yapılmaktadır. Bu binaların HVAC sistemlerinin enerji kullanım miktarları açısından incelenmesi önemlidir. Bu çalışmada ağırlıklı olarak ofis olarak kullanılacağı düşünülen çok katlı bir konut dışı bina ele alınmış, bu binanın yıllık enerji ihtiyacını etkileyen değişkenler irdelenmiştir. Ele alınan ofis binası İstanbul Anadolu yakasında bulunan, açık ve kapalı otopark alanlarına sahiptir. Bina ile ilgili bilgiler tez öğrencisinin kişisel görüşmeleri ile elde edilmiştir [25]. Bina zemin kat ile birlikte toplam 9 katlı olup bir spor salonu, bir restoran, bir dükkan, 229 ofis odası, kat holleri ve 3 katlı kapalı otoparktan oluşmaktadır. İncelemelerde binanın konumu itibariyle açık bir alanda bulunduğu, yakınında herhangi başka bir yapı bulunmadığı kabul edilmiştir.

3.2 Ofis Binasının Mimari ve Yapısal Özellikleri

Ülkemizde bina yüksekliği 21,5 m'den fazla, yapı yüksekliği 30,5 m'den fazla olan binalar yüksek bina olarak tanımlanmıştır [26]. Büyük binalar olarak adlandırabileceğimiz binaların toplam taban alanları dünya genelinde 25000 m² ile 1500000 m² arasında değişmektedir [27].

Teze konu olan binanın tüm katlarının taban alanı toplamı 26.910,65 m², iklimlendirilen bölümlerin toplam taban alanı miktarı ise 18.707,08 m²'dir. Kat holleri de iklimlendirilen alanlar içinde olup, toplam kat holleri taban alanı 4.848,08 m²'dir. İnsanların sürekli olarak kullanabileceği ofisler, spor salonu, restoran ve dükkan gibi mahallerin toplam taban alanı da 13.859 m²'dir. Binanın otoparklarının 2 katı toprak altında üçüncü katın ise bir kısmı toprak altındayken 1 metrelik bir yükseltisi dış ortama açıktır.

Binaya pencere uygulaması cam giydirme şeklinde olup, bina dış yüzeyinin önemli bir kısmını pencereler kaplamaktadır. Zemin kattan itibaren dış yüzeylerin alanı, çatı hariç $4.765,4 \text{ m}^2$ ve pencere alanları çerçeveler ile birlikte $4.862,74 \text{ m}^2$ 'dir.

Malzeme özelliklerinin bir kısmı bina inşasını üstlenen firmadan, bir kısmı da çeşitli kaynaklardan elde edilmiştir [25,28,29]. Bazı yapı elemanlarının birebir alınması şekli itibariyle zor olduğundan, bu yapı elemanlarına toplam ısı geçiş katsayısı ve yoğunluğu denk olan yapı elemanları tez kapsamında kullanılmıştır. Tanımlanan her bir malzeme mevcut kalınlık değerleri ile yapı elemanlarının katmanlarını oluşturmaktadır. Çizelge 3.1'de binaya ait malzeme özellikleri görülmektedir. Yüzey pürüzlülüklerinde 1 numara pürüzsüz (mesela cilalı yüzey gibi) yüzeyi, 6 numara ise çok pürüzlü (mesela taraklı yüzey gibi) yüzeyi temsil etmekte olup ara numaralar kademeli olarak yüzey pürüzlülük değerlerini temsil etmektedir.

Saydam olmayan malzemelerin dışında kütlesi ihmal edilebilecek olan ve saydam olan malzemelerde mevcuttur. Bina dış yüzeyindeki boya malzemesi kütlesi ve kalınlığı ihmal edilebilen bir malzemedir ve ısı direnç değeri ihmal edilebilir bir değer olarak $0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$ kabul edilmiştir. Dış boya malzemesi taraklı bir yapıda olduğu için pürüzlülük değeri 6 olarak alınmıştır. Malzemeler arasında mevcut olan yalıtım amaçlı hava boşlukları için $0,16 \text{ m}^2\text{K/W}$ ısı direnç değeri veri olarak kullanılmış olup, sıva malzemesi dışında tüm saydam olmayan malzemeler için güneş ışınımı yutma katsayısı 0,7 olarak alınırken, sıva malzemesi için bu değer 0,4 olarak kullanılmıştır.

Pencereler çift camlı olup, camların arasında 12 mm kalınlığında hava tabakası bulunmaktadır. Pencereler mavi ve yansıtıcı özelliği olan camlardan oluşmaktadır. Camlara ait tüm veriler EnergyPlus simülasyon programının kendi malzeme veri tabanından seçilmiştir. Bu camlar aynı zamanda dış yüzeyde balkonlarda bulunan cam kapıları tanımlamada da kullanılmıştır. Cam kalınlıkları 5 mm ve 6 mm şeklinde olup 5 mm kalınlığındaki cam dış ortam ile temasta iken, 6 mm kalınlığındaki cam iç ortam ile temastadır. Camlı kapılar için de aynı sıralama geçerlidir. Binanın 1. ve 8. katlarında camlı kapılar bulunmaktadır.

Çizelge 3.2'de verilen özellikler, camın toplam ısı geçiş katsayısını ve güneş ısı kazanç katsayısı SHGC (Solar Heat Gain Coefficient) değerini belirlemede kullanılmaktadır. Bu veriler binada kullanılan tüm camlar için aynıdır. Verilerin bir

kısmı sadece ısı geçiş katsayısını hesaplamada, bir kısmı sadece SHGC değerini hesaplamada, bazıları da her iki değeri hesaplamada kullanılmaktadır.

Çizelge 3.1 Binada kullanılan saydam olmayan malzemelerin ve malzeme özelliklerinin listesi [25,28,29].

Malzeme Listesi	Malzeme Özellikleri				
	Yüzey Pürüzlülüğü	Kalınlık (m)	Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Yoğunluk (Kg/m ³)	Özgül Isı (J/KgK)
Betonarme Temel	4	1	2,15	2400	900
Sıva	2	0,01	0,72	1856	840
XPS 32	3	0,05	0,035	32	1210
Koruma Betonu	4	0,05	1,65	2200	920
Membran	4	0,004	0,19	1200	1000
Suni Çim	4	0,01	0,06	288	1380
Gaz Beton	4	0,15	0,2	640	900
Tuğla	4	0,08	0,242	2000	840
Gaz Beton 10	4	0,1	0,2	640	900
Kapı	3	0,061	0,2	640	1700
Seramik	3	0,008	1,2	2200	790
Alüminyum Kompozit	2	0,005	164	2787	883
Taş Yünü	6	0,05	0,04	70	960
Betonarme 30	4	0,3	2,15	2400	900
Betonarme Otopark 25	4	0,25	2,15	2400	900
Betonarme 15	4	0,15	2,15	2400	900
Şap zemin	4	0,05	1,4	2000	900
EPS 16	6	0,05	0,04	16	1210

SHGC, cam yüzeyler yoluyla kazanılan güneş ısı kazancının o yüzeye düşen güneş ışınlamına oranı olarak ifade edilebilir. Boyutsuz bir sayı olup, özellikle sıcak iklimlerde camın toplam ısı geçiş katsayısından daha önemlidir [30].

Pencereler ve camlı kapılar için kullanılan çerçevelerin toplam ısı geçiş katsayısı 3 W/m²K olarak alınmıştır. Tanımlanan malzemelerin kullanıldıkları ve binada yer alan yapı elemanları Şekil 3.1 ve 3.2’de verilmektedir.

Çizelge 3.2 Cam malzemesinin özellikleri.

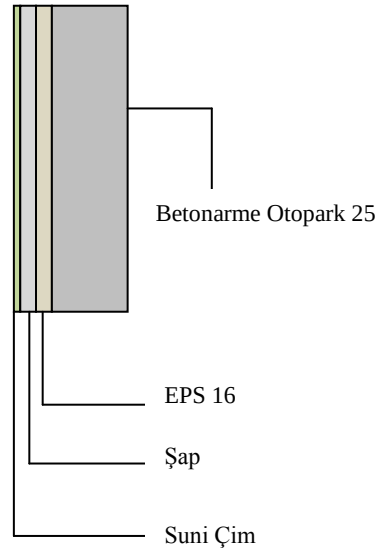
Pencere ve Kapı Camının Özellikleri	
Camın Geçirme Oranı	0,48
Camın Ön Cephesinin Yansıtma Oranı	0,05
Camın Arka Cephesinin Yansıtma Oranı	0,05
Camın Geçirme Oranı	0,57
Camın Ön Cephesinin Yansıtma Oranı	0,06
Camın Arka Cephesinin Yansıtma Oranı	0,06
Camın Ön Cephesinin Yayıma Oranı	0,84
Camın Arka Cephesinin Yayıma Oranı	0,84
Camın Isı İletim Katsayısı (W/mK)	0,9

3.3 Ofis Binası İşletme Koşulları

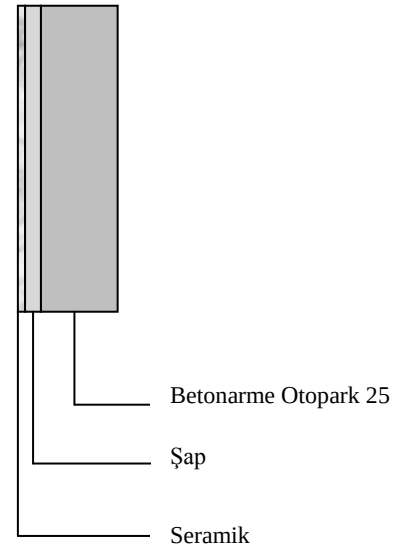
3.3.1 Çalışma saatleri ve iç ısı kazançları

Ofis binasında toplam iklimlendirilen mahal sayısı 259 olup, binada ayrıca 3 katlı kapalı otopark bulunmaktadır. Otoparkta sadece havalandırma yapılmaktadır.

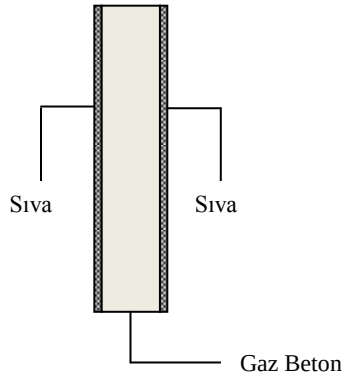
Bina için saat 07.00 ile 21.00 arasındaki saatler çalışma saatleri olarak kabul edilmiş ve tüm HVAC sistemleri, aydınlatma, insan yoğunluğu gibi girdiler bu saatler arasında tanımlanmıştır. Ulusal tatil günleri hariç, binanın çalışma saatleri içinde sürekli işletme halinde olduğu kabul edilmiştir. Yıl içinde 358 gün için binanın ısı yük hesapları yapılmış ve hesap edilen gün sayısı tüm analizlerde sabit tutulmuştur.



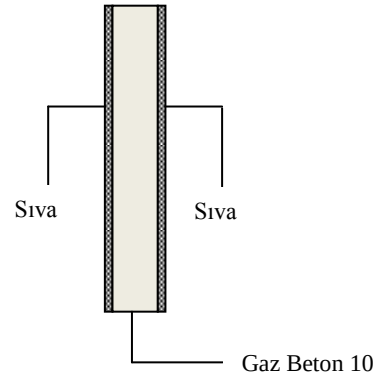
a) Zemin Kat Tabanı



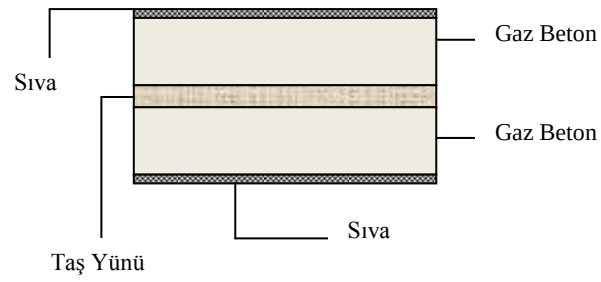
b) Kat Tabanları



c) Hol Duvarları

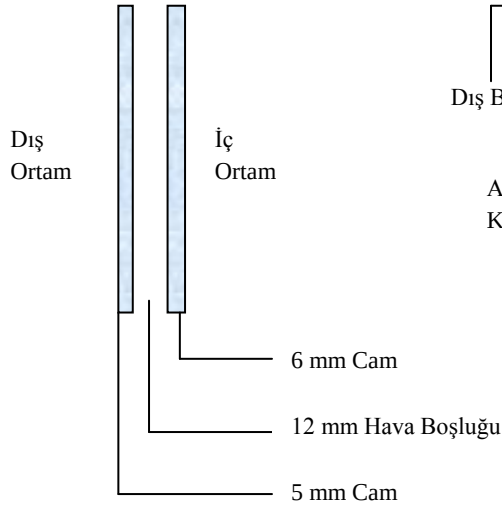


d) Ofis İç Duvarları

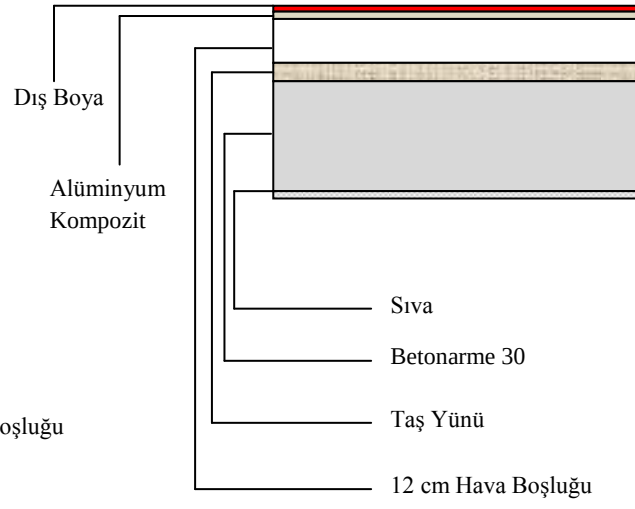


e) Ofis Bölün Duvarlar

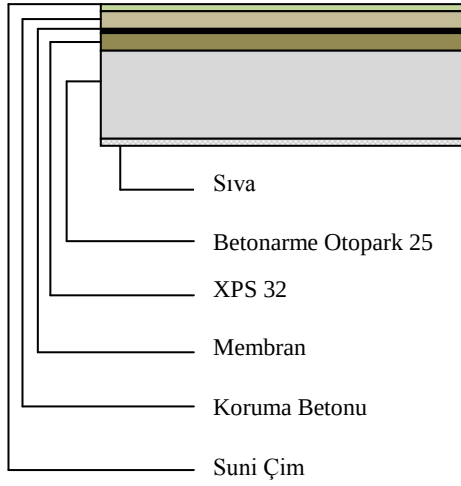
Şekil 3.1 Bina iç yapı elamanları.



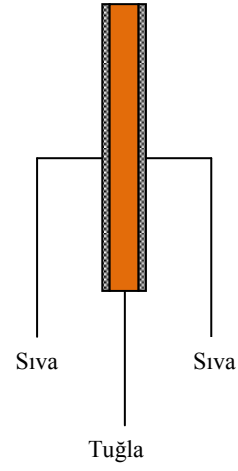
e) Bina Cam Yapısı



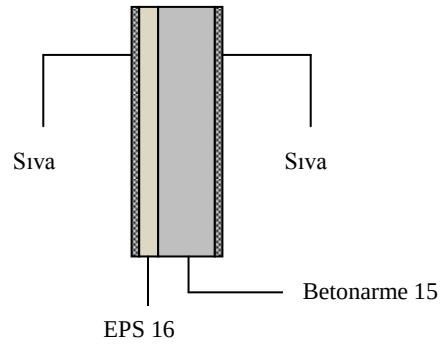
f) Bina Dış Yüzeylerinin Yapısı



g) Bina Çatısının Yapısı



h) Pencere Arası Dış Duvar



i) İlk ve Son Kattaki Dış Yüzeyler

Şekil 3.2 Bina dış yapı elamanları.

Çizelge 3.3’de verilen değerler anma değerleri olup, günün saatlerine ve kullanılan yerin amacına göre olan değişimler belli katsayılarla çarpılarak göz önüne alınmıştır. Örneğin öğle saatlerinde ofislerde insan sayısı azalırken, restorandaki insan yoğunluğu artış gösterecektir. Bu nedenle Çizelge 3.3’de verilen anma değerleri 0 ile 1 arasında çarpım katsayıları kullanılarak öğle saatleri için düzenlenmiştir. Bu çarpım katsayıları tüm analizlerde aynı değerleri almış ve üzerlerinde değişiklik yapılmamıştır.

Çizelge 3.3 Bina mahallerinin iç ısı kazanç bilgileri.

	İnsan Yoğunluğu (m ² /Kişi)	Aydınlatma (W/m ²)	Elektrikli ve Gazlı Ekipmanlar (Watt)			
			Buzdolabı	Bilgisayar	Televizyon	Ocak
Ofisler	20	11	350	440	80	3000
Holler	20	11	–	–	–	–
Restoran	2	11	350	440	80	6900
Spor Salonu	5	11	350	440	80	–
Dükkan	20	11	350	440	80	3000

İnsanların yaydığı ısı miktarları yaptıkları işe göre değişir. Ofisler için bu değer kişi başına 126 W, spor salonu için 400 W ve insanların hareket halinde oldukları kat holleri için kişi başına 207 W olarak alınmıştır [31]. Bu iç kazanç değerleri de tüm analizlerde sabit tutulmuştur.

3.3.2 Ofis binası havalandırması ve hava sızıntısı

Bina havalandırması insan sağlığı açısından önemli bir etkidir. Programda havalandırma miktarı belirlenirken ASHRAE 62.1 standartlarından faydalanılmıştır [32]. Havalandırma miktarı hem insan sayısına, hem de mahal taban alanına göre hesaplanılmış olup, otoparklar için sadece taban alanları esas alınmıştır.

Eski yapılarda hava sızıntısı miktarı pencereler, kapılar, girişler ve bina tesisatı nedeniyle daha fazla olmaktadır. Ancak yeni teknolojiler kullanılan günümüz binalarında bu miktar önemli ölçüde azaltılmıştır. Bu tip yeni teknolojilerin kullanıldığı binalar Çizelge 3.4’de verilen düşük hava sızıntılı binalar kısmında değerlendirilebilir.

Çizelge 3.4 Farklı hava koşulları altında ABD’de konutlardaki hava sızıntısı miktarları [33].

İklim Şartları	Rüzgar Hızı (m/s)	İç ve Dış Ortam Sıcaklık Farkı (K)	Bina Yüzeyindeki Basınç Farkı (Pa)	Hava Sızıntı Miktarı (ACH)		
				Düşük Hava Sızıntılı Binalar	Tipik Bir Bina	Yüksek Hava Sızıntılı Binalar
Ilıman İklim	2	5	0,2	0,07	0,1	0,4
Orta Sert İklim	5	15	1	0,2	0,3	1
Sert İklim	7	25	2	0,3	0,5	1,6

Ofis binası için hava sızıntısı miktarı maksimum 0,2 ach (mahal hacminde saatlik hava değişim miktarı) olarak belirlenmiş ve günün farklı saatleri için belli katsayılar ile çarpılarak yeniden ayarlanmıştır. Örneğin gündüz iş saatinde meydana gelecek olan hava sızıntıları, iş saati dışında daha düşük olacağından bu saatler için daha küçük çarpım katsayıları belirlenmiştir. Otoparkların toprağa gömülü alttan iki katı için hava sızıntısı miktarı maksimum 0,1 ach olarak alınmıştır.

Havalandırma miktarı denklem (3.1) ile hesaplanmıştır. Bu formülde R_p kişi başına düşen havalandırma miktarını, R_a birim alan başına düşen havalandırma miktarını, P_z mahaldeki insan sayısını, A_z mahal taban alanını temsil etmektedir [32].

$$V_h = (R_p \times P_z) + (R_a \times A_z) \quad (3.1)$$

Temiz hava, iklimlendirilen bütün alanlar için fan-coil üniteleri tarafından sağlanmakta olup, otoparklarda ise motor verimleri 0,8, fan basıncı değeri 400 Pa olan jet fanları kullanılmıştır.

Jet fanlar genellikle büyük alışveriş merkezleri ve ofis binalarının otoparklarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.3’de ardı ardına sıralı jet fanları görülmektedir.

Jet fanlarının ses seviyeleri 1 m uzaklık için 50 db ile 79 db arasında değişmektedir [34]. Çizelge 3.5’de mahallerin havalandırma miktarları verilmiştir. Bu çizelgede orta hollerin ayrıca belirtilmesinin sebebi, merdiven ve asansör boşluklarının bu kısımda yer almasından kaynaklanmaktadır. Görüldüğü gibi orta holler, temiz havaya

daha fazla ihtiyaç duyulan spor salonu ve restoran gibi ortamlarda havalandırma miktarları fazla alınmıştır.



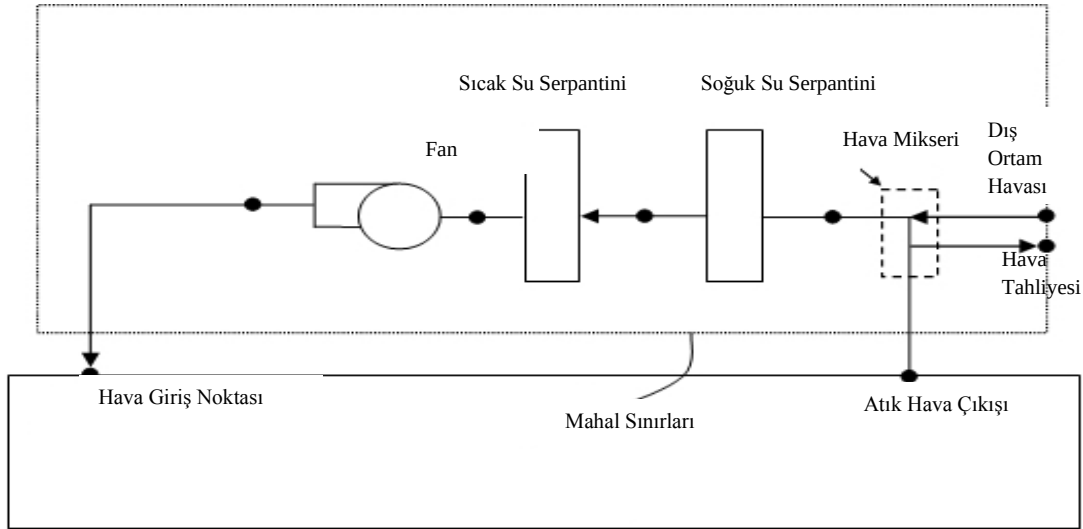
Şekil 3.3 Kapalı bir otoparkta jet fanları [35].

Çizelge 3.5 Mahallerin havalandırma değerleri [32].

	R_p (m ³ /s) Kişi Başına	R_a (m ³ /s-m ²)
Ofisler	0,0025	0,0003
Holler	-	0,0003
Orta Holler	-	0,0004
Restoran	0,0038	0,0009
Dükkan	0,0025	0,0003
Spor Salonu	0,01	0,0003
Otoparklar	-	0,0075

Şekil 3.4’de bir fan-coil ünitesinin temsili şeması görülmektedir. Fan-coil sisteminde, dışarıdan çekilen hava ile odadan çıkan atık havanın bir kısmı hava karışım bölmesinde karıştırılıp tekrar iklimlendirilecek alana gönderilmektedir. Havanın karışım olarak tekrar gönderilmesindeki amaç ısı yükünü azaltarak tasarruf sağlamaktır. Aynı durum soğutma yükü için de geçerlidir. Bu karışım oranı talep edilen temiz hava miktarına göre ve mahallin ısıtma ya da soğutma ihtiyacına göre değişim göstermektedir.

Çizelge 3.6’daki fan-coil özellikleri referans değerler olarak alınmıştır. Fan motoru tarafından üretilen ısı iklimlendirilen alana gönderilen temiz havayı ısıtacak şekilde tasarım yapılmıştır. Fan-coil fan özellikleri tüm analizlerde sabit tutulmaktadır. Fakat fan-coil sıcaklık tasarım değerleri analizlerde incelenen bir değişken olarak ele alınmış ve binanın yıllık enerji tüketim analizleri yapılmıştır.



Şekil 3.4 Örnek bir fan-coil şeması [31].

Çizelge 3.6 Fan-coil tasarım özellikleri.

	Fan-coil Özellikleri
Fan Toplam Verimi	0,7
Fan Motor Verimi	0,9
Fan Basıncı (Pa)	75
Isıtma Tasarım Sıcaklığı (°C)	60
Soğutma Tasarım Sıcaklığı (°C)	12

3.3.3 Ofis binası ısıtma - soğutma sistemleri ve işletme şartları

Ofis binası yakıt olarak doğalgaz kullanan merkezi sistemle ısıtılıp soğutulmaktadır. Bütün iklimlendirilen mahallerde 4 borulu fan-coil üniteleri bulunmakta olup, bu sistem binanın referans sistemi olarak tüm analizlerde göz önünde bulundurulacaktır.

Binanın bulunduğu İstanbul iline ait coğrafi verileri ve en zorlu hava koşulları verileri sırasıyla Çizelge 3.7 ve 3.8’de gösterilmiştir [36].

Çizelge 3.7 İstanbul için coğrafi veriler [36].

	İstanbul’un Coğrafi Özellikleri
Enlem (°)	40,97
Boylam (°)	28,82
Rakım (m)	37
Saat Dilimi (saat)	2

Çizelge 3.8 En büyük kapasite için iklim verileri [36].

	Kış Dönemi	Yaz Dönemi
Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	-2,6	31,1
Gün İçi Sıcaklık Değişimi (°C)	0	7,7
Atmosfer Basıncı (Pa)	100881	100881
Rüzgar Hızı (m/s)	6,2	5,8
Rüzgar Yönü Kuzeyden (°)	0	30
Yılın Ayı	2	8
Ayın Günü	21	21

Çizelge 3.9’da merkezi ısıtma ve soğutma sistemi için özellikler verilmektedir ve bu değerler referans hal değerleri olarak alınmıştır. Bu değerler ile ısıtma için kazan çalışma aralığı 82 °C - 60 °C, soğutma için su soğutma grubu çalışma aralığı 7,22 °C - 12 °C olarak belirlenmiştir. Soğutma grubu için girilen etkenlik değeri anma değeri olup, etkenlik değerinin farklı şartlardaki değişimi göz önüne alınmıştır.

Çizelge 3.9 Merkezi ısıtma ve soğutma sistemlerinin özellikleri.

Isıtma Grubu		Soğutma Grubu	
Kazan Verimi	0,8	Etkinlik (COP)	5,5
Tasarım Sıcaklığı (°C)	82	Tasarım Sıcaklığı (°C)	7,22
Yakıt	Doğal Gaz	Yakıt	Elektrik
Akışkan	Su	Akışkan	Su

Yıl içinde dış sıcaklığın, tasarım iç sıcaklık değerlerinden düşük olup olmadığına göre ısıtma, soğutma ve ısıtma/soğutma bir arada olacak aylar tespit edilmiştir. Buna göre sadece ısıtma yapılan aylar kasım, aralık, ocak, şubat ve mart olarak belirlenirken, sadece soğutma yapılan aylar haziran, temmuz, ağustos olarak belirlenmiştir. Geri kalan 4 ay içinse sistemin hem soğutma, hem ısıtma yapılacak şekilde çalışma şartları tasarlanmıştır. Isıtma ve soğutma yapılan mahallerin hangi sıcaklık değerlerine sahip olması gerektiği Çizelge 3.10’da görülmektedir.

Çizelge 3.10’da yer alan sıcaklık değerleri ortalama hava sıcaklık değerleridir. Isıtma ve soğutma dönemlerinde tasarım sıcaklığının farklılığı, havanın nem miktarı ile alakalıdır ve konfor açısından gereklidir. Mahallere gönderilen hava, fan-coil üniteleri aracılığı ile iklimlendirilmekte olup, kış aylarında nem az olduğu için

nemlendirme yapılırken, yaz aylarında hava neminin artması nedeni ile nem alma işlemi yapılır.

Çizelge 3.10 Mahal tasarım sıcaklıkları [37].

	Mahal Tasarım Sıcaklıkları (°C)	
	Isıtma Dönemleri	Soğutma Dönemleri
Ofisler	22	24
Kat Holleri	21	25
Restoran	22	24
Dükkan	22	24
Spor Salonu	22	24

Yaz aylarında gizli ısı olarak tanımlanan ve nem alma işleminden kaynaklanan yükün devreye girmesiyle ayrıca enerji tüketimi artmaktadır. Nem alma işleminde havada bulunan su yoğunlaştırılarak tutulur. Bu nedenle de hava sıcaklığını düşürmek için fazladan enerji ihtiyacına gereksinim duyulur. Bu yükün değişimi, aynı zamanda su soğutma grubu tasarım sıcaklığı değeri ile de alakalı olup daha düşük nem oranları elde etmek için 7,22 °C'lik tasarım sıcaklığı kabul edilmiştir.

Kat hollerinde sıcaklık tasarım değerleri, diğer mahallerden sürekli olarak kullanımda olmamaları ve insanların sürekli olarak hareket halinde oldukları mahaller olduğu için düşük tutulmuştur. Bu sıcaklık değerleri ofis binası için referans değerler olarak alınıp, bu değerler üzerinden alternatifler değerlendirilecektir.

Buraya kadar tanımlanan ekipmanların dışında merkezi sistemlerin akışkan sirkülasyonunu sağlayan sirkülasyon pompalarının basınçları 179,352 kPa ve motor verimleri de 0,9 olarak alınmıştır.

Bu kısma kadar tanımlanan ofis binasına ait yapısal ve mimari özellikler ile tanımlanan HVAC sistemi tüm analizlerde binanın referans hali olarak alınacaktır.

4. OFİS BİNASININ YILLIK ENERJİ ANALİZİ

4.1 Giriş

Bu bölümde ele alınan ofis binasının referans hali öncelikli olmak üzere farklı bina özellikleri ve işletme şartları için yıllık enerji analizleri yapılmıştır. Farklı çalışma şartları, yapısal özellikler ve farklı HVAC bileşenleri ile yapılan analizlerin sonuçları referans hal için elde edilen analizlerin sonuçları ile kıyaslanmıştır. Bu çalışmalara ek olarak rüzgar ve güneş enerjisi potansiyelini belirlemeye yönelik yapılan simülasyon sonuçlarına yer verilmiştir.

Yapılan hesaplamalar EnergyPlus kullanılarak yapılmıştır. Tez kapsamında simülasyon programının beta sürümü kullanılmıştır.

Yıllık olarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen sonuçlar, Buckingham – Π teoremi kullanılarak elde edilen boyutsuz sayılar yolu ile karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

4.2 EnergyPlus Simülasyon Programı

4.2.1 Programın çıkış noktası ve özellikleri

EnergyPlus programının yazılımı, Fortran programlama dili kullanılarak hazırlanan BLAST ve DOE-2 simülasyon programlarına dayanmaktadır. Bu iki program bina ısı yüklerini analiz eden simülasyon programlarıdır. EnergyPlus programı da tıpkı bu iki program gibi enerji analizi ve ısı yük analizi yapmaktadır. EnergyPlus binaların ısıtma ve soğutma yüklerini hesapladığı gibi, binada kullanılan ekipmanların harcadıkları enerji miktarlarını da hesaplayabilmektedir. Program bir kullanıcı ara yüzü değildir ve programa, girdi olarak verilen bilgilerin doğruluğunu ırdemez [38].

Programın çıkış amacı kendinden önceki simülasyon programlarının eksikliklerini kapatarak daha hassas bir enerji analizi yapmak olduğundan, programa sürekli olarak yeni özellikler eklenerek güncelleme yapılmakta ve yeni sürümler hazırlanmaktadır.

Bu çalışma kapsamında kullanılacak olan sürüm EnergyPlus 6.0'dır. Program sürekli güncellendiği için son çıkan sürüm 7.2.0'dır [39]. Bunun yanında programla kullanılabilen Google SketchUp ve OpenStudio programlarına da ulaşmak mümkündür. Bu iki yardımcı programın asıl görevi binanın çizimini hızlandırmak ve zamandan tasarruf sağlamaktır. Fakat bu programlar kullanılmadan da EnergyPlus programındaki modüller yardımıyla aynı işlemler yapılabilir.

Program birçok modülden oluşmaktadır. Bu modüllere girilen bilgiler simülasyon sırasında program tarafından kullanılmaktadır.

Girilen veriler belli bir düzen içinde girilmelidir. Bununla ilgili kurallar programın veri girişlerinin nasıl olacağını anlatan girdi verileri referans kitapçığında ayrıntılı bir biçimde açıklanmıştır [31]. Hatalı ya da eksik veri girişinde yapılan hatanın derecesi ile bağlantılı olarak simülasyon ya baştan durdurulmakta ya da simülasyon sonucunda elde edilmek istenen çıktılarına ulaşılamamaktadır. Fakat program nerede hata yapıldığı konusunda kullanıcıyı bilgilendirmekte ve simülasyon sonunda olası yapılan hataları çıktı olarak vermektedir. Tez kapsamında programda kullanılan bölümlerden de bahsedilecektir.

EnergyPlus programı geniş kapsamlı olup, birçok ısıtma ve soğutma sistemini içermekte, bina ısı yüklerine etkisi olabilecek olan iç ısı kazançları, hava sızıntısı gibi bilgileri tanımlama fırsatı vermektedir. Bu verilere daha anlaşılır olması açısından yeri geldikçe diğer bölümlerde değinilecek ve bu tip verilerin EnergyPlus programına nasıl girildiği hakkında bilgi verilecektir.

4.2.2 EnergyPlus simülasyon verileri bölümü (modülü)

Simülasyon verileri bölümünde girilen veriler, yapılacak olan simülasyonun karakterini belirleyecek ve tüm simülasyon boyunca geçerli olacaktır. Bu bölümdeki girdiler aşağıda sıralanmıştır.

- Programın versiyonu, kullanılan sürüm olan 6.0 olarak tanıtılmıştır.
- Simülasyonun esas alacağı meteoroloji verilerinin kaynağı belirtilir.
- Bina ile ilgili olarak binanın kuzey yönü ile yaptığı açı, binanın bulunduğu yer (şehir ya da kırsal bölge) bilgileri seçilir.
- Isı yükü ve sıcaklık değerleri için yakınsama değerleri girilir.
- Gelen güneş ışınımının dağılımında yüzeylerin birbirini gölgelemesi ya da kullanılan gölgeleme elemanlarının etkisi hesaba katılır.

- Program mahal içinde ısı taşınım katsayısını yüzey sıcaklığı ile ortam havası sıcaklığı arasındaki farka bağlı bir fonksiyon ile hesaplamaktadır [40].
- Dış yüzeylerdeki taşınım katsayısı hesaplanırken hem rüzgar hızını, hem de sıcaklık farkını içeren formüller kullanılmaktadır. Ayrıca, dış yüzeydeki malzemenin pürüzlülük değeri de bir değişken olarak hesaplama içinde yer almaktadır.
- Program bina elemanlarının ısı depolama kapasitelerini de hesaba katarak, ısı dengesini zamana bağlı olarak çözmektedir. Çalışmada 1 saatlik değer maksimum zaman adımı olarak belirtilmiş ve tüm analizlerde zaman adımı 10 dakika alınmıştır.

4.2.3 Bölgesel ve iklimsel veriler bölümü

Bu bölümde programa, binaya ait coğrafi veriler ile kullanılacak olan iklim verileri dosyası tanıtılır.

- Binanın bulunduğu yerin enlemi, boylamı ve deniz seviyesinden yüksekliği gibi veriler bu bölümde verilir. Bu veriler güneş ışıınımlarının geliş açısının hesaplanmasında kullanılır.
- En büyük kapasitenin tespiti için alınacak tipik gün tespit edilerek programa tanıtılır. Bu güne ait dış ortam verileri ekipmanların anma güçlerinin hesaplamasında kullanılacaktır. Program bu günlerdeki hava verilerini esas alarak kazan ve soğutma grubu gibi cihazların maksimum kapasitesini hesaplar. Aynı zamanda bu günlerdeki rüzgar hızları, program tarafından tüm yılın rüzgar ortalamasını değiştirecek şekilde kullanılmaktadır.
- Hesaplamaya dahil edilmeyecek olan bazı tatil günleri de bu bölümde bulunmaktadır. Örnek olarak ulusal tatil günleri her ülke için farklıdır ve bu bölgede hangi tarihler oldukları girilir. Sistem kapalı olduğu için o günlerde enerji tüketimi de olmayacaktır.
- Yine binanın bulunduğu bölgenin toprak altı sıcaklık değerleri de bir iklim verisi olarak bu bölgede girilir. Özellikle ısı pompası ya da toprak altı ısı değiştiricisi kullanılıyorsa, bölgenin 4 metre altındaki toprak sıcaklıkları aylık ortalamalar şeklinde bu bölümde girilmelidir.

Bu verilerin çoğunluğu İstanbul için program tarafından kullanılan meteorolojik veriler dosyasında bulunmaktadır. Program tarafından kullanılan iklimsel verilerin

tamamı bu meteorolojik veriler dosyası içindedir. Bu meteorolojik veriler dosyasını EnergyPlus programının resmi internet sitesinden indirmek mümkündür [36]. Sadece İstanbul için değil, İzmir ve Ankara illerine ait, yıllara dayalı ölçümlerin sonucunda oluşturulmuş meteorolojik veri dosyaları da bu sitede bulunmaktadır.

Türkiye için kullanılan meteorolojik veriler dosyası formatı IWEK (International Weather for Energy Calculations) meteorolojik veriler dosyası formatıdır. IWEK meteorolojik veriler dosyası formatı, ASHRAE araştırma projesi 1015 sonucunda ortaya çıkmış ve 18 yıllık saatlik verilerin ele alınması ile oluşturulmuştur [41].

EnergyPlus hava verilerinde 2100 bölgeden daha fazla yerin hava verileri bulunmaktadır. Hava verileri WMO (World Meteorological Organization) ve Ülkeler tarafından düzenlenmiştir [42]. WMO tarafından standart ölçüm koşulları sıcaklık için 1,5 m yükseklik rüzgar hızı için 10 m yükseklik ve düzlük bir alan olarak alınır [31].

4.2.4 Yüzey malzemesi ve yapısı bölümü

Bu kısımda yapıyı oluşturan malzemeler tanımlanarak, her yüzeyi oluşturan malzeme, sırasına göre girilir. Bu bölümde sadece saydam olmayan değil, saydam ya da kütlesi ihmal edilebilecek olan malzeme yapılarının tanımlanması da mümkündür. Örnek olarak binanın dış boyasının kütlesi çok önemli olmamakla beraber, güneş ışınlamını yutuculuk değeri önemlidir. Her dış boya rengi için farklı bir değer girilmelidir.

- Bu bölümde öncelikli olarak yapıda mevcut olan malzemeler, Malzemelerin kalınlıkları, yüzey pürüzlülükleri, ısı iletim katsayıları, yoğunlukları, özgül ısıları, uzun dalga boylu ışınlamı yutma katsayısı, güneş ışınlamını ve görünür güneş ışınlamı yutma katsayıları gibi termofiziksel özellikleri tanımlanır.
- Kütlesi ihmal edilecek olan malzemelerde sadece yüzey pürüzlülüğü, ışınlamı yutma katsayıları ile ısı direnç katsayısı girilir. Hava boşluklarını tanımlarken sadece ısı direnç katsayısını girmek yeterlidir.
- Pencere ile ilgili olarak, pencere kalınlıkları, güneş ışınlamını geçirme oranları, ısı iletim katsayıları, iki ya da daha fazla camlı pencerelerde kullanılan gaz cinsi, camlar arasındaki mesafe bu bölümde tanımlanmaktadır. Kullanılan gaz cinsinden bazıları program içinde mevcutken, olmayan gaz türü için tanımlama yapmak da mümkündür.

Kullanılan tüm malzemeler tanımlandıktan sonra binayı oluşturan yapı elemanları oluşturulur. Bunun için yapıda kullanılan malzemeler sıralanırken, yaşam bölgesinin dış kısmından iç kısmına doğru bir sıralama program tarafından doğru kabul edilmektedir. Yani bir ofis odasının dış ortama bakan bir yüzeyi oluşturulurken önce en dıştaki sıva malzemesi daha sonra tuğla ve en son olarak ofis odasının iç sıva malzemesi sıralamada yerini alır. Tüm bu malzeme ve bina yapı elemanları kullanılarak binadaki her mahal ve bağlı olarak bina programa tanıtılır.

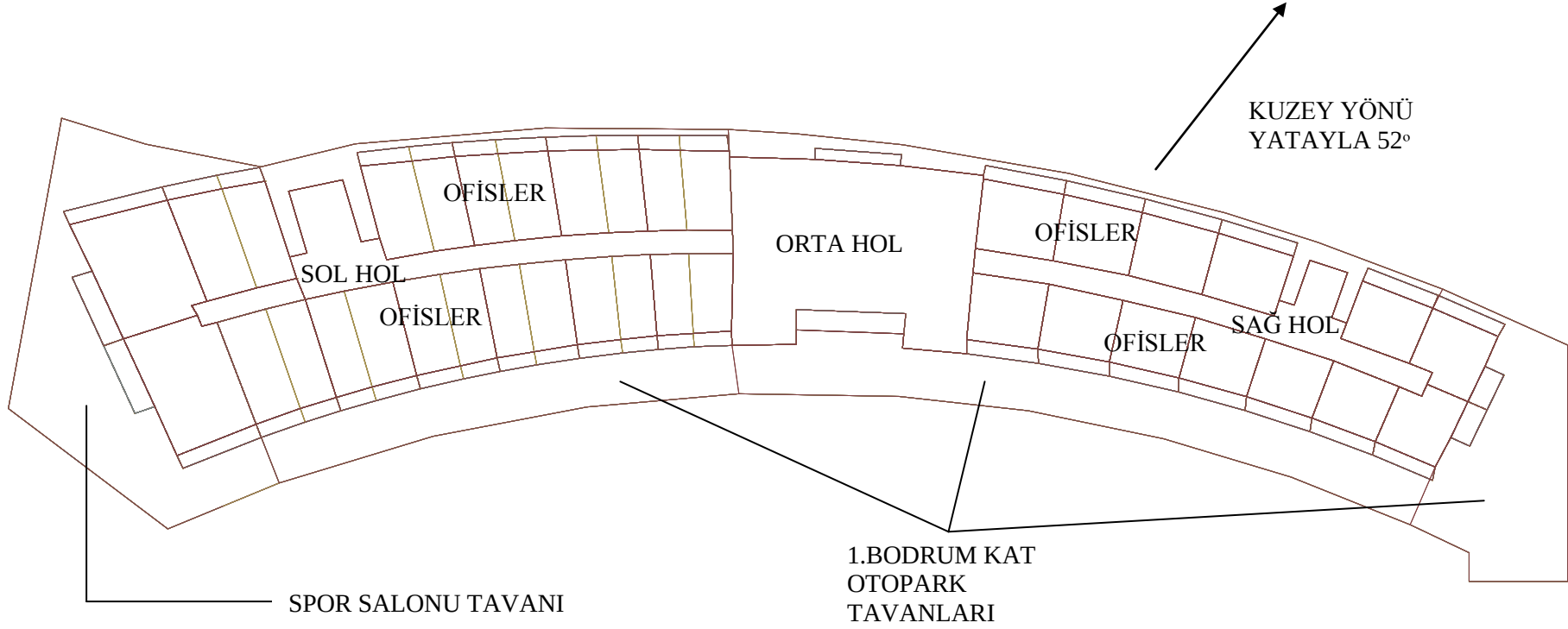
4.2.5 Yapı çizim bölümü

Yapının çiziminde Google SketchUp programı kullanılabileceği gibi, bu bölümdeki program araçlarının kullanımı ile de yapıyı oluşturmak mümkündür. Buradaki en önemli fark program bir çizim programı olmadığı için bir yüzey oluşturulurken, yüzeyin koordinatlarının belli bir kural ve referans bir noktaya göre tanımlanması gerekmektedir. Yani 4 köşeli bir yüzeyin 4 köşe noktasının koordinatları tanımlandığında, bir yüzey elde edilmiş olunur. Yüzey 4 köşeden daha fazlada olabilir. Koordinatları belirtilen bu yüzeyin, hangi yapı elemanı olduğuna dair bilgi de bu bölümde girilir. Ayrıca, oluşturulan yüzeyin yapının ya da binanın hangi bölgesine ait olduğu, güneş ışınlamına ve rüzgar etkisine maruz olup olmadığı bilgisi de bu bölümde verilmelidir. Bu şekilde yüzeyler ve bu yüzeylerin hangi odalara ya da binanın hangi bölümüne ait olduğu belirlenmiş olunur.

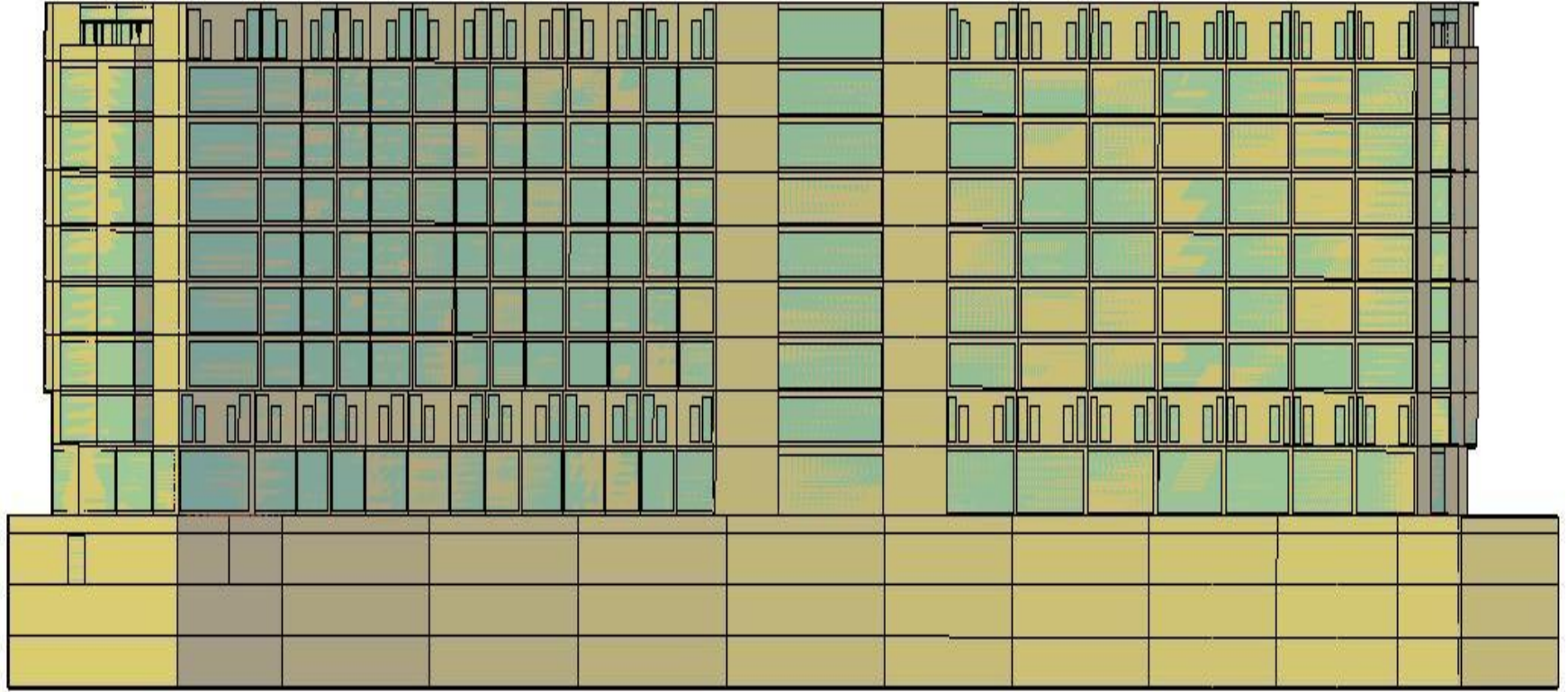
Pencereler, pencere çerçeveleri, kapılar ve cam kapılar gibi yapı bileşenleri de burada tanımlanır. Bu bölümde pencere çerçevelerine ait toplam ısı geçiş katsayıları belirtilmelidir. Bu bileşenler tanımlanırken hangi yüzey üzerinde bulundukları da bu kısımda veri olarak girilir.

Tüm bunlar yapıldıktan sonra, üzerinde hesap yapılacak olan bina EnergyPlus programına tanıtılmış olunur. EnergyPlus programı yapının çıktısını 3 boyutlu teknik resim çizimi olarak verebilmektedir. Böylece olası hatalı koordinat girişleri de bu çıktı üzerinden incelenebilir.

Bu bilgiler ışığında, programa verileri girilen ofis binasının üstten ve cepheden görünümeleri sırasıyla Şekil 4.1a ve 4.1b’de verilmiştir. Ofislerin ve hollerin konumları ile otopark, dükkanların yerleşimi bu şekillerden incelenebilmektedir.



Şekil 4.1a Ofis binasının EnergyPlus programına tanıtılması ile elde edilen teknik resmi.



Şekil 4.1b Ofis binasının EnergyPlus programına tanıtılması ile elde edilen ön cephe görünümü.

4.2.6 HVAC sisteminin ve bina işletme şartlarının bina enerji performans programına uygulanması

Bina programa tanıtıldıktan sonra, program gerekli olan kazan ve soğutma grubu kapasitesini önceki bölümlerde verilen tasarım günlerine göre ve kullanıcı tarafından tariflenen işletme şartlarına bağlı olarak belirlemektedir. Bu çalışmada ekipmanlar için belirlenecek olan kapasite değerleri için, %10 emniyet katsayısı programa veri olarak girilmiştir. Buradaki amaç ekipmanlar için program tarafından belirlenecek olan anma değerlerine bağlı olarak, tasarım insan ve cihaz sayılarındaki ilave sapmalar söz konusu olduğunda dahi cihazların yıllık ısı yükleri karşılamasını sağlamaktır.

Bu çalışmada kullanılan bina enerji performans programı olan EnergyPlus programı gün ışığını da hesaba katabilen bir bölüm içermektedir. Gün ışığının yeterli olduğu zamanlarda, bu ışıktan faydalanabilen iç mekanlarda aydınlatma miktarında ne kadar tasarrufa gidilebileceği bu programla hesap edilebilmektedir. Bu bölüm Gün Işığı Kontrol (Daylighting Controls) bölümü olup, burada veri olarak girilen aydınlatma seviyesi 500 lux olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda kamaşma indeksi olarak isimlendirilen ve ışık kalitesini etkileyen veri de 22 olarak alınmıştır. Alt sınır olarak alınan aydınlatma seviyesine göre, mahal içinde hem gün ışığından, hem de aydınlatmadan faydalanılmaktadır. Bu alt sınırın mahal yerlerinde hangi nokta için hesaplanacağı da 1 ya da en fazla iki koordinat noktası ile belirtilir. Bu koordinatlar genel olarak mahal tabanından 0,7 m ile 0,8 m yüksekliğe yerleştirilir. Gün ışığından faydalanabilecek olan tüm mahaller için bu koordinatlar veri olarak programa girilmiştir. Bu durum doğal olarak, aydınlatmadan gelen iç kazançları da etkileyecek, böylece daha gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir.

EnergyPlus programında HVAC ekipmanları ve bağlantı elemanları tanımlanırken hepsi için bir giriş bir de çıkış noktası olmak üzere iki nokta tanımlanır ve bu noktalar ile ekipmana ait bir brans tanımlanır. Ardından tanımlanan tüm bu branslar HVAC genel şemasını oluşturacak şekilde birleştirilir. Örnek olarak fan-coil ünitelerinde her mahal için birer tane olmak üzere toplamda 259 tane fan-coil birimi tanımlanmıştır.

Tüm sistemlere ait bağlantı elemanlarının ve ekipmanların programa tanıtılması ve genel bir HVAC akış şeması oluşturulması branslar ve bağlayıcılar yoluyla yapılır. Her ekipmana ait giriş ve çıkış noktaları atanır ve bu noktaların birleşimi bir bransı

meydana getirir ve bu branşların uygun bir şekilde birbirine bağlanması ile ısıtma ve soğutma sistemleri için genel şema programa tanıtılmış olunur. Bu şema üzerinde tanımlanan noktalar yoluyla da istenilen işletme şartları tanımlanır. Isıtma sistemi için ayrı, soğutma sistemi için ayrı ve nem alma ve nemlendirme sistemi için de ayrı olmak üzere 3 tane akış şeması mevcut durum için oluşturulmalıdır. EnegyPlus programı bir çizim programı içermediği için bu şemalar veri olarak programa girilir ve simülasyondan sonra bu şemaya ait bir çıktı da elde edilir.

Şekil 4.2 ve 4.3’de HVAC sistemine ait referans hal için temsili bir akış diyagramı görülmektedir. Şekilden anlaşılaçağı üzere her boru ve ekipman için 2 nokta tanımlanmış ve ekipmanlar bu noktalar arasına yerleştirilmiştir. HVAC sistemine ait bu şemada görülen noktaların özellikleri program tarafından okunmakta ve hesaplanmaktadır.

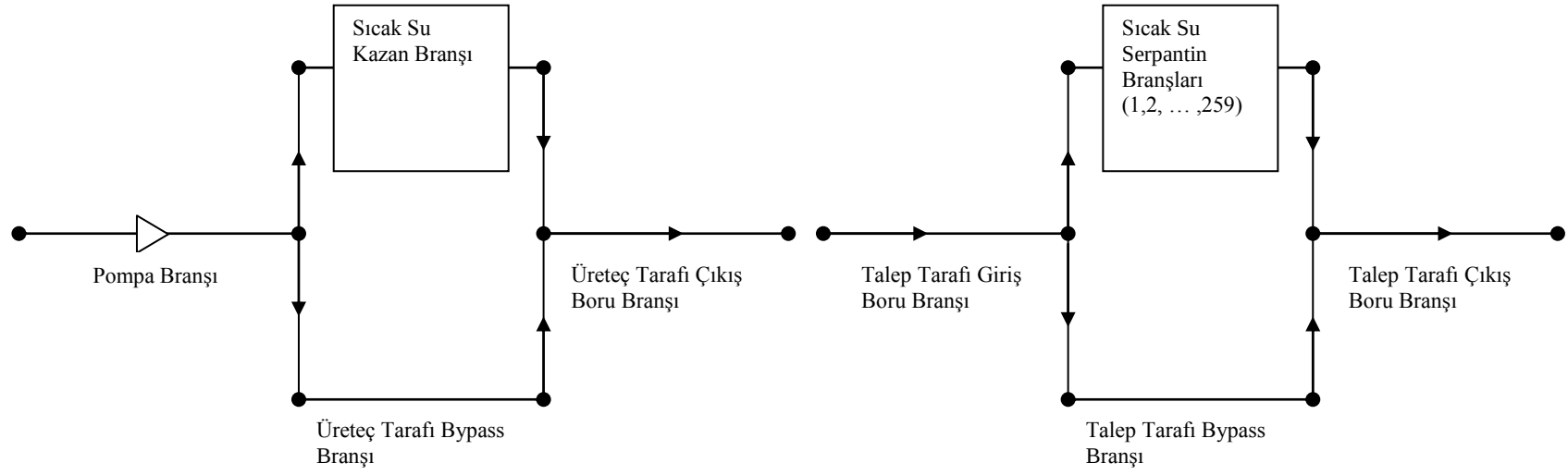
Şekiller incelendiğinde kazan ve soğutma grubu elemanlarına paralel olarak bypass amaçlı bir boru hattı yerleştirildiğı görülmektedir. Bu boru, sistemin çalışmadığı zamanlarda ve yük ayarlamalarında devreye girmektedir. Program, ekipmanların bu şekilde paralel olarak girilmesine imkan tanımaktadır. Örnek olarak kazana paralel olarak bir ısı pompası bağlanabilir. Burada dikkat edilecek diğeri bir nokta, program hesabı bağlama sırasına göre ele almakta yani önce ısı pompası bağlanır ise önce onu hesaba katmakta; ısı pompası tüm yükü karşılayamazsa kalan yükü kazandan alarak hesaplama yapmaktadır. Benzer şekilde fan-coil üniteleri paralel olarak bağlandığı gibi bu ünitelerin yerine, yine paralel bağlı olarak yerden ısıtma sistemleri konulabilir.

4.3 Buckingham – Pi Teoremi ve Boyutsuz Sayıların Oluşturulması

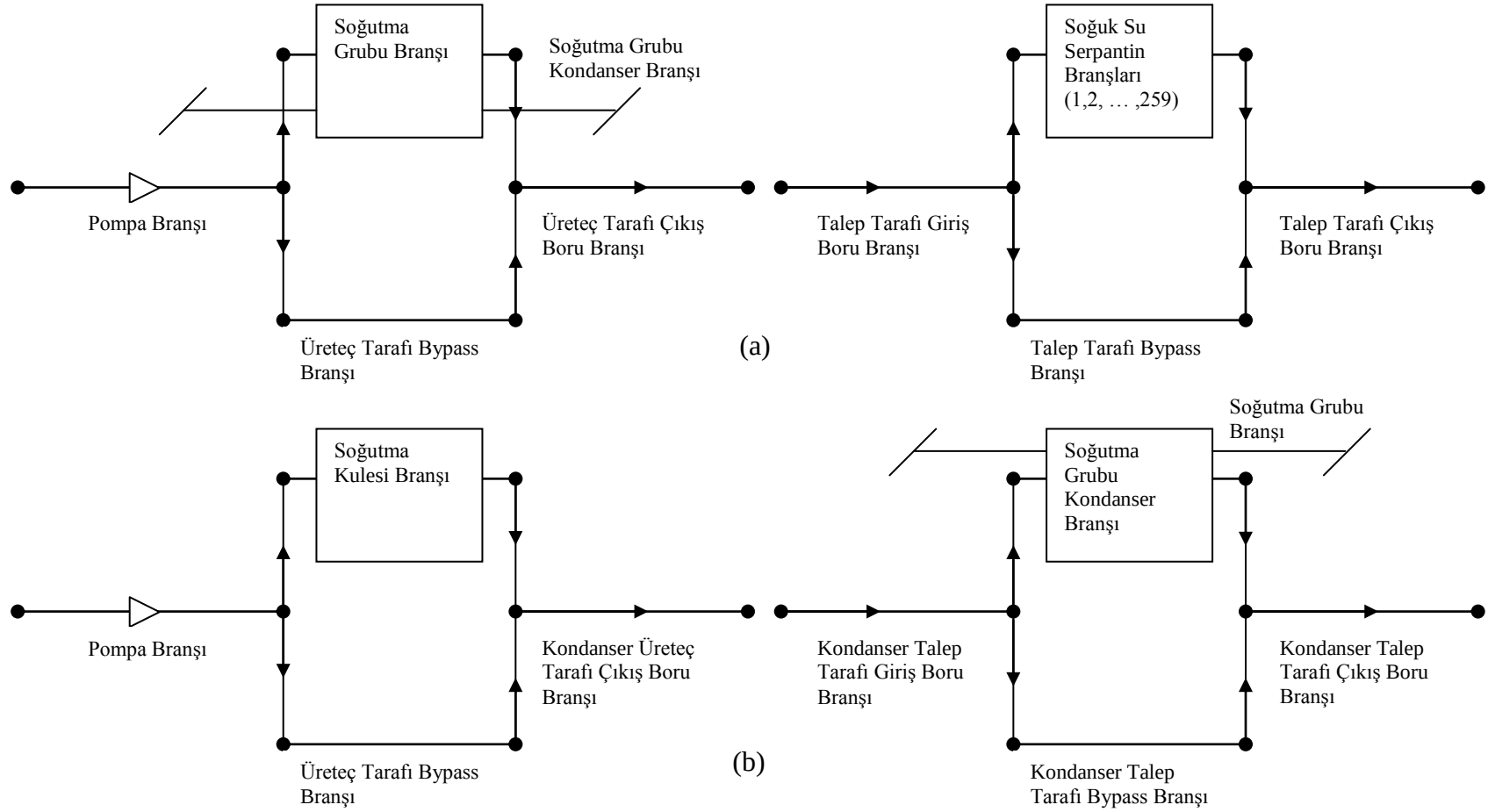
4.3.1 Buckingham - Pi teoremi

Burada verilen yöntem, 1914 yılında Buckingham tarafından önerilmiş olup günümüzde Buckingham – Pi teoremi olarak adlandırılmaktadır. Pi, adı değişkenlerin çarpımı anlamına gelen matematiksel Π simgesinden gelmektedir [43].

Temel fizik kurallarından çıkarılan her denklem boyutsal homojenliğe sahiptir. Verilen denkleme aşına olunmasa bile, fiziksel büyüklüklerin arasındaki ilişki ve tutarlılığı boyut analizi ile görebiliriz.



Şekil 4.2 EnergyPlus sıcak su döngüsü akış şeması.



Şekil 4.3 EnergyPlus soğutma döngüsü akış şeması, (a) Soğutma yükü tarafı, (b) Kondanser tarafı.

Bağımlı değişkenin n-1 tane bağımsız değişkenin fonksiyonu olduğu fiziksel problemlerde, değişkenler arasındaki ilişki denklem (4.1)'deki gibi gösterilebilir.

$$q_1 = f(q_2, q_3, \dots, q_n) \quad (4.1)$$

Matematiksel olarak aynı ilişki, denklem (4.2)'deki gibi de yazılabilir.

$$g(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \quad (4.2)$$

Buckingham – Pi teoremine göre, n sayıda değişken arasında g fonksiyonuna bağlı bir ilişki mevcutsa, n sayıdaki değişken n-m sayıda boyutsuz sayı (Π) şeklinde gruplanabilir. Burada m sayısı temel boyut sayısını belirtmektedir. Denklem (4.3) bu matematiksel ilişkiyi temsil etmektedir.

$$G(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{n-m}) = 0 \quad (4.3)$$

Üretilen boyutsuz sayılar her zaman anlamlı ya da kullanışlı olamayabilir. Fakat elde edilen boyutsuz sayılar arasında, matematiksel işlemlerle yeni ve daha anlamlı boyutsuz sayılar elde edilmesi de mümkündür [44].

4.3.2 Boyutsuz sayıların belirlenmesi

4.3.2.1 Değişkenlerin belirlenmesi

Öncelikle incelenecek sisteme etki eden tüm değişkenler listelenir ve bu değişkenlerin boyutlarına göre de ana boyutlar belirlenir. Değişkenler, her sistem ve durumda değişebileceği için bu bölümde sadece ana değişkenler sıralanıp, bu değişkenler için boyutsuz sayılar elde edilmiştir.

Bu çalışmada bina ısı yüklerine etki eden ana değişkenler:

K, toplam ısı geçiş katsayısı (W/m^2K); A, herhangi bir alan (m^2); L, yapı kalınlığı (m); $\dot{V}$, hacimsel debi (m^3/s); V_r , rüzgar hızı (m/s); $\dot{m}$, kütleli debi (kg/s); h, havanın entalpi değeri (J/kg); ΔT , herhangi bir sıcaklık farkı (K); N, binada bulunan insan sayısı; $\dot{W}_{elek}$, herhangi bir ekipmanın tükettiği elektrik miktarı (Watt) olarak kabul edilmiştir. Bu değişkenlerin dışında herhangi bir ısı transfer değeri ya da enerji tüketim değeri içinde birim olarak Watt alınmıştır.

Tüm sistemlerde ortak olarak kullanılacak olan değişkenler; K_{dd} , K_p , A_{dd} , A_p , $A_{\dot{c}}$, A_{ikl} , L_{dd} , L_p , $L_{\dot{c}}$, $\dot{V}_s$, $\dot{V}_h$, $\dot{V}_r$, $\dot{Q}_g$, $\dot{W}_{elek}$, N, h, ΔT olarak alınmıştır.

Burada verilen değişkenlerin anlamları aşağıda ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

- K_{dd} (W/m²K): Dış duvar toplam ısı geçiş katsayısını ifade etmekte olup, çatı da dahil tüm dış yüzeylerin alanlarının orantılı olarak hesaba katıldığı ortalama değer alınmıştır.
- K_p (W/m²K): Pencere camının ve çerçevelerin, alanları ile orantılı olarak hesaplanmış olup, pencereler için toplam ısı geçiş katsayısını temsil etmektedir.
- A_{dd} (m²): Toplam dış duvar alanını ifade etmekte olup, çatı alanı dahil değildir.
- A_p (m²): Pencere camı ve çerçeve alanının toplamını ifade etmektedir.
- $A_$ (m²): Çatı alanıdır.
- A_{ikl} (m²): Binada iklimlendirilen taban alanı miktarını temsil etmektedir. Otopark taban alanları haricinde kalan tüm alan iklimlendirilen alandır.
- L_{dd} (m): Pencere ve çatılar hariç tutularak, bina dış yüzeylerinin alansal oranlarına dayalı olarak hesaplanan ortalama dış duvar kalınlığıdır.
- L_p (m): Pencere camının ve çerçevelerin alanları temel alınarak elde edilen ortalama kalınlığıdır.
- $L_$ (m): Çatı kalınlığıdır.
- $\dot{V}_s$ (m³/s): Binada meydana gelen hava sızıntısı (infiltrasyon) miktarıdır. Bu değerin elde edilebilmesi için tüm ofis, kat holleri ve iklimlendirilen diğer alanların toplam hava sızıntısı miktarları hesaplanmışır.
- $\dot{V}_h$ (m³/s): Bina bölümlerinin toplam havalandırma miktarını temsil etmektedir. Otoparklarda yapılan havalandırma miktarı bu toplama dahil değildir.
- V_r (m/s): Aylık ortalama rüzgar hızını temsil etmektedir.
- $\dot{Q}_g$ (W): Pencereler yoluyla binanın çeşitli bölümlerinin aldığı toplam güneş ışıınımı miktarını temsil etmektedir.
- $\dot{W}_{elek}$ (W): Bina tarafından aydınlatma, HVAC sistemlerinin, tüm cihaz ve yardımcı ekipmanların tükettiği toplam elektrik miktarını temsil etmektedir.
- N : Binada bulunan insan sayısını ifade etmekte olup, aylık ortalama değer olarak alınmıştır.
- h (J/Kg): Dış ortam havasının aylık ortalama entalpi değerini temsil etmektedir.

- ΔT (K): Sıcaklık farkını temsil etmekte olup, ısıtma ve soğutma şartlarında farklı değerleri temsil etmektedir.

4.3.2.2 Temel boyut ve değişkenlerin belirlenmesi

Önceki bölümde açıklanan değişkenlerin içerdiği boyutların içerisinde temel boyutlar belirlenmiştir. Temel boyutlar joule, metre, kelvin derece, saniye ve kilogram olarak seçilmiştir. İşlemler bu boyutlar üzerinden yapılacağından, listelenen değişkenler içinden ana boyut sayısı kadar değişken seçimi yapılmıştır. Seçilen beş değişken içinde bu ana boyutların bulunmasına dikkat edilmelidir.

Bu aşamadan sonra özellikle K_p (J/m²sK), $\dot{V}_h$ (m³/s), A_{ikl} (m²), ΔT (K), h (j/Kg), değişkenleri öncelikli olarak incelenmek koşuluyla, diğer tüm değişkenler kullanılarak çeşitli boyutsuz sayılar grubu elde edilmiştir.

Elde edilen ortak boyutsuz sayılar dışında ısıtma ve soğutma hali için geçerli olan boyutsuz sayılar da ayrı ayrı belirlenmiştir. Buradaki amaç ortak değişkenler özelinde ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji tüketim miktarlarının doğru yorumlanabilmesidir.

4.3.2.3 Isıtma durumunda boyutsuz sayılar

Bu bölümde ısıtma sistemi için belirlenen değişkenler, referans bina ısıtma sistemi olan 4 borulu bir fan-coil sistemi için kullanılacaktır. Isıtma sistemi değiştirildiğinde ise o sistemlere özel değişkenler göz önüne alınmıştır.

4 borulu fan-coil sistemi için sadece ısıtmada kullanılacak olan değişkenler aşağıdaki şekildedir.

- $\dot{Q}_b$ (J/s): Sıcak su kazanı tarafından çıkış gücü değeridir.
- ΔT_1 (K): Isıtma zamanları kazan su çıkış sıcaklığı ile oda sıcaklık değeri arasındaki farktır.
- ΔT_2 (K): Mahallerin ısıtma tasarım sıcaklığı ile dış ortamın sıcaklığı arasındaki farktır.

$$\Delta T_1 = T_b - T_{tas1}$$

$$\Delta T_2 = T_{tas1} - T_d$$

Burada;

- T_{tas1} : Isıtma dönemlerindeki bina tasarım sıcaklığı ortalama değerini temsil etmektedir. Ortalama değerler ısıtılan alanların alan oranlarına dayanılarak hesaplanmıştır.
- T_b : Kazan suyu çıkış sıcaklığıdır.
- T_d : Dış ortam sıcaklığıdır.

Tüm bu değişkenler ve ana boyutlar belirlendikten sonra ilk boyutsuz sayı denklem (4.4)'den belirlenir.

$$\Pi_1 = \dot{Q}_b \times K_p^a \times \dot{V}_h^b \times A_{ikl}^c \times \Delta T_1^d \times h^e \quad (4.4)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda $a=-1$, $b=0$, $c=-1$, $d=-1$ ve $e=0$ şeklinde bulduğumuz üsleri denklemde yerine yerleştirirsek denklem (4.5)'de verilen ilk boyutsuz sayı elde edilmiş olunur.

$$\Pi_1 = \dot{Q}_b \times K_p^{-1} \times A_{ikl}^{-1} \times \Delta T_1^{-1} \quad (4.5)$$

Daha önce de belirtildiği gibi her boyutsuz sayı anlamlı görünmeyebilir. Fakat elde edilen bu sayının üzerinde basit bir ifade değişikliği ile ne anlama geldiğini daha açık görebilmek mümkündür.

$$\Pi_1 = \frac{\dot{Q}_b / (\Delta T_1 \times A_{ikl})}{K_p}$$

Sadeleştirilmiş denkleme bakıldığında, iklimlendirilen alan başına kazan ısıtma kapasitesinin (ΔT_1 sıcaklık farkı için ısıtma kapasite değeri), pencere birim alanından geçebilecek olan ısıtma kapasiteye yani pencerelerin toplam ısı geçiş katsayısına oranı olduğu görülür. Havalandırma ve dış ortam hava entalpisi, bu boyutsuz sayı içerisinde yer almasalar dahi diğer türetilen boyutsuz sayılar içinde doğrudan hesaplamalara katılacaklardır.

Aynı yönteme devam edilirse ısıtma sistemine ait diğer boyutsuz sayıları aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\Pi_2 = \frac{\dot{Q}_g / A_{ikl}}{K_p \times \Delta T_2}, \Pi_3 = \frac{\dot{W}_{elek} / (A_{ikl} \times \Delta T_1)}{K_p}, \Pi_4 = \frac{\dot{W}_{elek} / A_{ikl}}{K_p \times \Delta T_2}$$

Bu boyutsuz sayıların bazıları doğrudan elde edilmiş, bazıları ise birbirleri ile oranlanarak oluşturulmuştur.

4.3.2.4 Soğutma durumunda boyutsuz sayılar

Burada türetilecek olan boyutsuz sayılarda, referans bina 4 borulu fan-coil soğutma sistemi ele alınarak türetilmiştir.

4 borulu fan-coil sistemi için sadece soğutmada kullanılacak olan değişkenler aşağıdaki şekilde ele alınmıştır.

- $\dot{Q}_c$ (J/s): Soğutma grubu tarafından karşılanan soğutma enerjisi miktarıdır.
- $\dot{m}_c$ (Kg/s): Soğutma çevrimi içerisindeki soğutma suyunun kütleli debisidir. Buharlaştırıcıdaki (evaporatör) su debisidir.
- ΔT_3 (K): Soğutma zamanları oda tasarım sıcaklık değeri ile suyun soğutma grubundan çıkış sıcaklığı arasındaki farkı ifade etmektedir.
- ΔT_4 (K): Dış sıcaklık ile soğutma tasarım sıcaklığı arasındaki farktır.

$$\Delta T_3 = T_{tas2} - T_c$$

$$\Delta T_4 = T_d - T_{tas2}$$

Burada;

- T_{tas2} : Soğutma dönemlerindeki bina tasarım sıcaklığı ortalama değerini temsil etmektedir. Burada kullanılan ortalama değer soğutulan alanların alan oranlarına göre hesaplanmıştır.
- T_c : Soğutma suyunun soğutma grubundan çıkış sıcaklığıdır.

Bu değişkenleri kullanarak soğutma dönemi için kullanılacak olan boyutsuz sayılar yazılır.

$$\Pi_5 = \frac{\dot{Q}_c / (\Delta T_3 \times A_{ikl})}{K_p}, \Pi_6 = \frac{\dot{Q}_g / A_{ikl}}{K_p \times \Delta T_4}, \Pi_7 = \frac{\dot{W}_{elek} / (A_{ikl} \times \Delta T_3)}{K_p}, \Pi_8 = \frac{\dot{W}_{elek} / A_{ikl}}{K_p \times \Delta T_4}$$

$$\Pi_9 = \frac{\dot{Q}_c / \dot{m}_c}{h}$$

Soğutma için türetilen boyutsuz sayıların ısıtma için türetilenlerden bir fazla olmasının nedeni, soğutma için fazladan bir değişkenin (buharlaştırıcı kütledebisi) eklenmesidir.

4.3.2.5 Isıtma ve soğutma sistemleri için ortak boyutsuz sayılar

Bu bölümde türetilen boyutsuz sayılar ısıtma ve soğutma sistemleri için ortak olarak kullanılacak olan sayılardır. Yani bu boyutsuz sayılardaki değişim, hem ısıtma yükünü hem soğutma yükünü etkileyebilir. Boyutsuz sayı türetmede kullanılan yöntem devam edilerek aşağıdaki boyutsuz sayılar bulunur.

$$\Pi_{10} = \frac{K_{dd}}{K_p}, \Pi_{11} = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_s / A_{ikl}}, \Pi_{12} = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_h}, \Pi_{13} = \frac{A_p}{A_{ikl}}, \Pi_{14} = \frac{A_{dd}}{A_{ikl}}, \Pi_{15} = \frac{A_\phi}{A_{ikl}}$$

$$\Pi_{16} = \frac{L_p}{L_{dd}}, \Pi_{17} = \frac{L_\phi}{L_{dd}}, \Pi_{18} = N$$

Tüm bu boyutsuz sayılar kullanılarak teoreme göre kazan çıkış gücünü denklem (4.6)'daki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_b = \Pi_1 \times K_p \times A_{ikl} \times \Delta T_1 \quad (4.6)$$

Burada denkleme boyutsuz bir katsayı olarak gelen Π_1 değişkeni de yine teoreme göre diğer boyutsuz sayılardan oluşan bir fonksiyona bağlıdır ve bu fonksiyon denklem (4.7)'deki şekilde ifade edilir.

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_{10}, \Pi_{11}, \dots, \Pi_{18}) \quad (4.7)$$

Benzer şekilde boyutsuz sayıların kullanımı ile soğutma grubu enerji yükü de denklem (4.8)'deki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_c = \Pi_5 \times K_p \times A_{ikl} \times \Delta T_3 \quad (4.8)$$

Bu eşitlikte de Π_5 denklem (4.9)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\Pi_5 = f(\Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9, \Pi_{10}, \dots, \Pi_{18}) \quad (4.9)$$

Bu boyutsuz sayıları temel alarak çizilen grafikler, yukarıda bahsedilen fonksiyonun karakteristiğini ortaya koyacaktır. Boyutsuz sayılar arasında çizilen grafikler ise bu

değişkenler arasındaki ilişkinin görülmesini kolaylaştıracaktır. İlk olarak referans bina yapısı ve koşulları için simülasyon yapılmış ve sonra yapılan simülasyonların sonuçları referans değerler üzerinden irdelenmiştir.

4.4 Binadaki Mevcut HVAC Sistemi ile Tasarruf Yöntemlerinin ve Alınılabilecek Pasif Önlemlerin Analizi

Bu bölümde kazan, su soğutma grupları, fan-coil tasarım sıcaklıkları havalandırma miktarları, gece havalandırması ve mahal tasarım sıcaklıkları gibi değişkenlerin mevcut HVAC sistemi ile farklı değerlerinin uygulanması sonucunda oluşan enerji tüketimi miktarları belirlenmiştir. Bu değerler boyutsuz sayılar yoluyla grafik şeklinde verilerek yorumlanmıştır.

Ayrıca bina yapısı üzerinde yalıtım, cam tabaka sayısı ve cam hava boşluğu mesafesi gibi etkenlerin ısıtma ve soğutma yüklerini nasıl etkilediği irdelenmiştir.

4.4.1 HVAC işletme şartlarının analizi ve etkisi

4.4.1.1 Kazan, su soğutma grubu ve fan-coil tasarım değişkenlerinin analizi

K_{dd} ve K_p değerleri için hesaplamalar bina yüzey alan miktarlarına göre yapılmıştır. Çizelge 4.1’de dış ortam ile temas halinde olan tüm yüzeylerin alan miktarları ve toplam ısı geçiş katsayıları verilmektedir. Yüzey temas ısı direnci dahil olarak tanımlanan toplam ısı geçiş katsayı değerleri, daha önceki bölümlerde (ofis binası yapı elemanları ve malzemeleri bölümü) bahsedilen pürüzlülük değerlerinin bir sonucu olup, temas ısı direncinin göz önüne alınmasıyla hesaplanır.

Bu verilerdeki alan miktarlarına göre hesaplanan dış duvar toplam ısı geçiş katsayısı $0,752 \text{ W/m}^2\text{K}$ olmaktadır. Pencere için toplam ısı geçiş katsayısı da $2,721 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanır. Bu hesaplarda kullanılan ısı geçiş katsayıları Yüzey temas ısı direnci dahil olarak tanımlanan değerlerden elde edilir. A_{dd} , A_p , $A_{\text{ç}}$ ve A_{ikl} değişkenleri sırasıyla $4765,4 \text{ m}^2$, $4862,74 \text{ m}^2$, $1983,49 \text{ m}^2$ ve $18707,08 \text{ m}^2$ ’dir. Burada A_{dd} daha öncede belirtildiği gibi çatı dış yüzey alanı hariç olan bina dış yüzey alanıdır. A_p değişkeni de cam ve çerçeve alanlarının toplamını ifade eder. L_{dd} , L_p ve $L_{\text{ç}}$ değişkenleri yapı elemanlarının kalınlıklarını ifade etmekte olup, sırasıyla $0,3781 \text{ m}$, $0,0295 \text{ m}$ ve $0,374 \text{ m}$ olarak hesaplanmıştır. L_{dd} değişkeni bina dış yüzeylerinin kalınlıklarının alan temelli ortalama değerini ifade etmektedir. L_p değişkeni de çerçeve ve cam kalınlıklarının yine yüzey alanlarına dayalı olarak ortalama bir

değerini ifade etmektedir. Çatıda tek tip yapı katmanı kullanıldığı için herhangi bir hesaplama yapılmasına gerek kalmamıştır.

Çizelge 4.1 Dış yapı elemanlarının yüzey alanları ve toplam ısı geçiş katsayıları.

Bina Dış Yapı Elemanları	Yüzey Alan Miktarları (m ²)	Toplam Isı Geçiş katsayıları (Temas ısı direnci hariç) (W/m ² K)	Toplam Isı Geçiş katsayıları (Yüzey temas ısı direnci dahil) (W/m ² K)
İlk ve Son Kattaki Dış Yüzeyler (İlk ve son katlarda Şekil 3.2’de bu ad ile anılan opak yüzeyin alanı)	618,96	0,742	0,668
Pencerelerin Yerleştirildiği Yapı (Şekil 3.2’de Bu adla anılan opak yüzey alanı)	897,73	2,791	1,968
Cam	4421,89	2,693	-
Çerçeve	440,85	3	-
Çatı	1983,49	0,563	0,509
Bina Dış Yüzeyleri (Şekil 3.2’de bu adla anılan yüzeylerin alanı)	3248,71	0,636	0,58

İklimlendirilen alana göre hesaplanacak olan diğer değişkenler ise tasarım sıcaklıklarıdır. Holler ve ofisler için ayrı tasarım sıcaklığı kullanıldığından, ortalama tasarım sıcaklıkları boyutsuz sayıların hesabında esas alınacaktır. Isıtma döneminde holler için tasarım sıcaklığı 21 °C, geri kalan alanlar için 22 °C olarak alındığından, ortalama değer 21,741 °C olarak hesaplanmıştır. Soğutma dönemi için hollerin tasarım sıcaklıkları 25 °C geri kalan alanların 24 °C olarak alındığından, ortalama değer 24,259 °C olarak hesaplanmıştır. Bu değerler aynı zamanda, referans hal değerleridir.

Bu bölümde toplam 5 simülasyon sonuçlarına yer verilmiştir. İlk simülasyon aynı zamanda tüm analizlerde referans simülasyon olarak adlandırılacaktır. Bu simülasyonlarda sıcak su kazanı, soğutma grubu ve fan-coil sistemlerinin sıcaklık tasarım değerleri üzerinde durulmuştur. Fan-coil için sıcaklık tasarım değerleri,

çalışmada değişken olarak tanımlanmamıştır, fakat bu değerler diğer incelenen değişkenler üzerinde etkili olacağından boyutsuz sayılar için farklı değerler elde edilecektir. Bu simülasyonlarda çalışma şartlarının optimum değerlerinin araştırılmasının yanı sıra programın hesaplama hassasiyeti üzerine de fikir edinilmiştir. Yapılan 5 simülasyonda Çizelge 4.2’de verilen tasarım değerlerinin etkisi irdelenmektedir. Simülasyon1 için ısıtma döneminde gerekli olan diğer değişkenler Çizelge 4.3’de verilmektedir.

Çizelge 4.2 Kazan, su soğutma grubu ve fan-coil tasarım değişkenleri.

	T_b (°C)	T_c (°C)	Fan-coil Isıtma Tasarım Sıcaklığı (°C)	Fan-coil Soğutma Tasarım Sıcaklığı (°C)
Referans Hal(Sim.1)	82	7,22	60	12
Simülasyon2	82	7,22	60	14
Simülasyon3	82	6	60	12
Simülasyon4	82	6	60	14
Simülasyon5	72	7,22	50	12

Simülasyon1 yani referans simülasyon için gerekli olan tüm değişkenler Çizelge 4.2 ve 4.3’de verilmiştir. Diğer 4 simülasyon için gerekli olan $\dot{Q}_b$ ve $\dot{W}_{elek}$ değişkenleri Çizelge 4.4’de verilmiştir. Yapılan 4 simülasyonda Çizelge 4.2 de verilenler dışında tüm diğer değerler referans hal değerleri ile aynı alınmıştır. Isıtma ve soğutma dönemi boyutsuz sayıların grafikleri de ayrı olarak gösterilecektir. Tüm simülasyonlarda elde edilen sonuçlar incelendiğinde değerlerin birbirine yakın olduğu görülür. Bunun nedeni ısıtma ya da soğutma yükünü önemli ölçüde etkileyecek herhangi bir değişiklik yapılmamasından kaynaklanmaktadır. Ancak iklimlendirilen alanlar için belirlenen ısıtma tasarım sıcaklığı 0,1 °C’lık bir toleransla değerlendirilmekte olup, bu değer aralığı ısıtma ve soğutma yüklerini kısmen etkilemektedir.

Verilen bu değerler sonucu elde edilecek olan boyutsuz sayılar grafik yöntemleriyle ortaya konulup, her simülasyonun benzer boyutsuz sayıları aynı grafik üzerinde gösterilerek bu sonuçlar üzerinden yorumlamalar yapılacaktır.

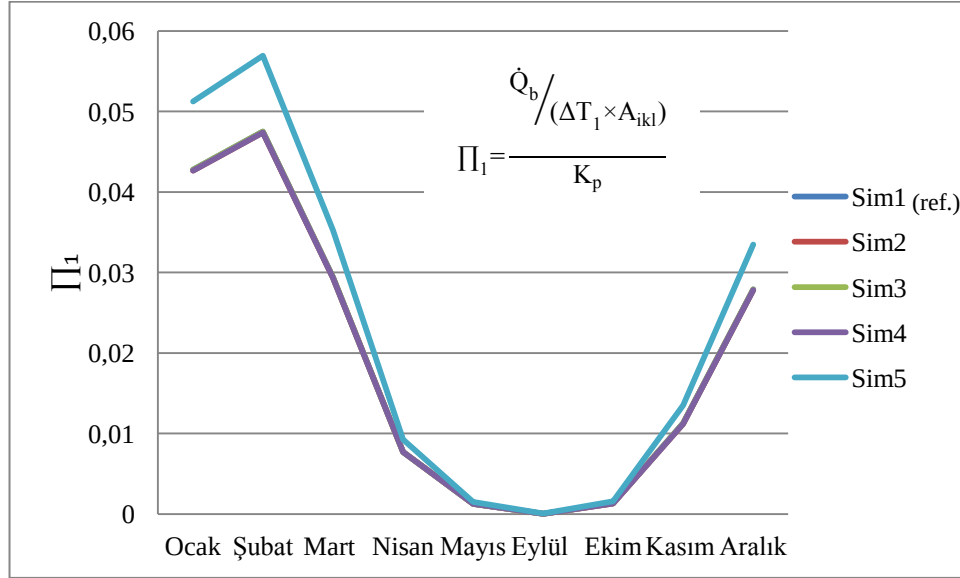
Çizelge 4.3 Referans hal (Simulasyon1) için hesaplanan aylık bina enerji değerleri.

	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_g$ (W)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	T_d (°C)	$\dot{V}_h$ (m³/s)	$\dot{V}_s$ (m³/s)	V_r (m/s)	N
Ocak	131178	31233,3843	158932	5,757	5,79794	2,57238	4,77244	451,01324
Şubat	145713	37160,2288	157400	4,876	5,991211	2,58961	5,48491	466,04509
Mart	90222,6	48380,8007	150035	7,251	5,991211	2,56839	4,12921	466,04865
Nisan	23646,5	65797,7932	193585	12,209	5,791521	2,4745	4,12587	450,50729
Mayıs	3863,71	79540,3727	196561	16,768	5,604696	2,41314	4,3801	435,97908
Eylül	119,296	74003,4692	226203	20,818	5,991211	2,42438	4,94617	466,04325
Ekim	4046,72	51220,0331	202993	16,464	5,604696	2,4179	4,24306	435,9791
Kasım	34541,5	34119,0836	161123	11,392	5,991211	2,52589	4,03861	466,04754
Aralık	85607,9	24367,7197	166088	7,868	5,991211	2,56916	5,59213	466,04034

Çizelge 4.4 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için kazan çıkış gücü ve elektrik yükleri.

	Simülasyon2		Simülasyon3		Simülasyon4		Simülasyon5	
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	130808	159949	131178	158932	130808	159949	131109	158951
Şubat	145326	158451	145713	157400	145326	158451	145645	157424
Mart	89941,7	151087	90222,6	150035	89941,7	151087	90198,2	150045
Nisan	23556,5	195101	23646,5	194334	23556,8	195855	23646,4	193586
Mayıs	3838,53	197811	3863,71	198148	3838,53	199393	3863,68	196561
Eylül	117,209	227441	119,296	228762	117,209	229996	119,286	226203
Ekim	4018,91	204392	4046,71	204175	4018,91	205570	4046,69	202993
Kasım	34392,1	162176	34541,5	161123	34392,1	162176	34539,6	161124
Aralık	85265,6	167141	85607,9	166088	85265,6	167141	85590,8	166096

Şekil 4.4’de görüldüğü gibi ilk 4 simülasyon sonucu neredeyse üst üste binmiş birebir aynıken, simülasyon5’de farklılık görülmektedir. Bu farklılığın en büyük sebebi kazan su çıkış sıcaklığının 72 °C dereceye ayarlanmasıdır. Bu değer boyutsuz sayının aylık değerlerini yükseltmektedir. Eğri eylül ayında sıfıra yaklaşmaktadır. Eylül ayı için ısıtma ihtiyacının neredeyse olmadığı söylenebilir. Fakat ısıtmadaki iç kazanların da bu noktada etkili olduğu unutulmamalıdır. Isıtma ihtiyacı İstanbul şartlarında şubat ayında maksimuma ulaşmaktadır.

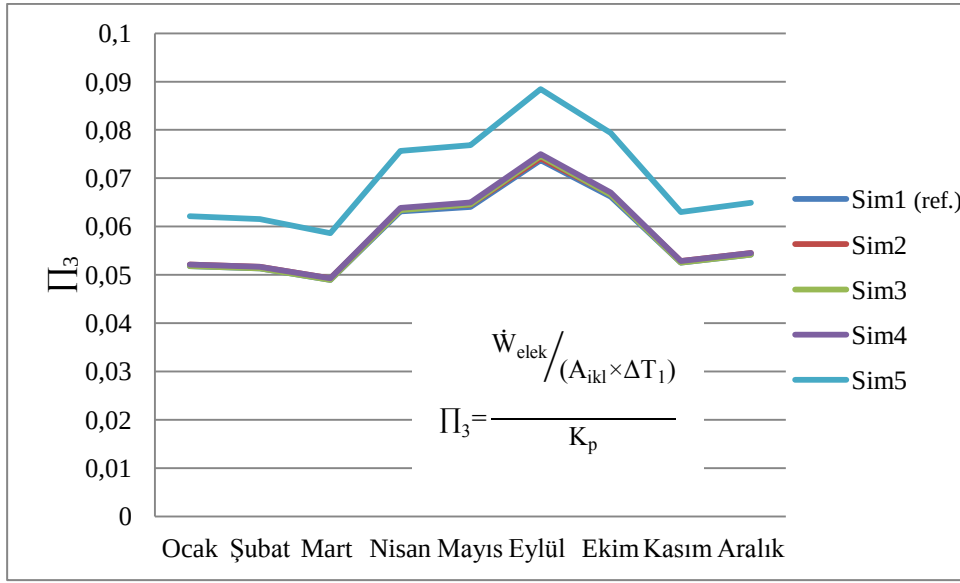


Şekil 4.4 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri.

Binadaki elektrik tüketimi, elektrikle çalışan aletler, lambalar, fanlar, pompalar ve soğutma grubundan kaynaklanmaktadır. Şekil 4.5’de elektrik tüketiminin aylara bağlı olarak (Π_3 boyutsuz sayısı) grafikleri verilmektedir. Şekilden de gözlemlendiği üzere fanların ve pompaların enerji tüketimi ısıtma ve soğutma yüklerine göre değişkenlik göstermektedir. Simülasyon5 eğrisinin diğer eğrilere göre aylara göre büyük değerleri göstermesinin en önemli sebebi, kazan tasarım sıcaklığının diğer simülasyonlara göre 10 °C düşük alınmasıdır. Şekil 4.5’de tüm eğrilerin nisan ayıyla birlikte yükseldiği görülmektedir. Buna sebep bu aydan itibaren soğutma ihtiyacının da ortaya çıkmasıdır. Yıl içinde özellikle eylül ayında elektrik tüketiminin oldukça artmış olduğunu görüyoruz. Buradaki artışın en önemli sebebi soğutma ihtiyacının yaz ayları dışında en yüksek olduğu ayın eylül ayı olmasıdır. Soğutma ihtiyacındaki artış fanların ve pompaların elektrik tüketimini de arttırmaktadır. Mayıs ayında gün ışığı oranının daha fazla olması, aydınlatmadaki ihtiyacın bu ayda eylül ayından daha

az olmasını sağlamaktadır. Ortalama dış hava sıcaklığının mayıs ayına göre eylül ayında daha yüksek olması ise, bu ayda soğutma yükünü arttıran diğer bir faktördür.

Simülasyon5 grafiğinin Şekil 4.5’de yukarıda olmasının sebeplerinden biride kazan tasarım sıcaklığındaki azalma sonucunda, çevrimdeki su debisinin artması ve buna bağlı olarak çevrim pompasının elektrik tüketiminin artmasıdır. Fakat boyutsuz sayının değerini değiştiren en büyük etken kazan tasarım sıcaklığının 72 °C’ye çekilmesidir. Çünkü bu değişiklik elektrik tüketimlerdeki ufak artışlara nazaran grafik üzerinde daha etkili olmaktadır.

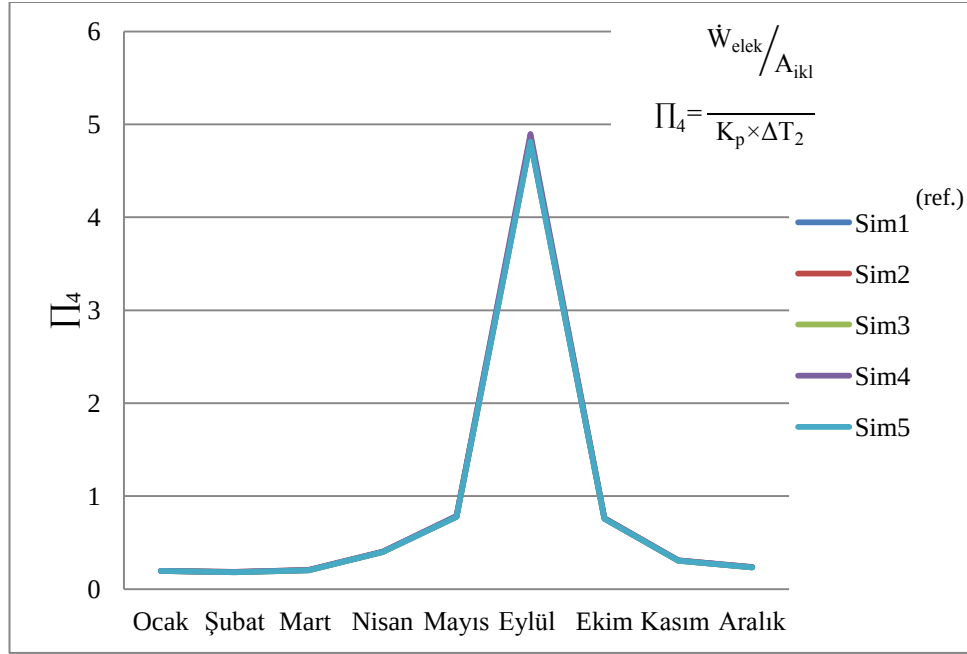


Şekil 4.5 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_3 boyutsuz sayısının grafikleri.

Π_4 boyutsuz sayısı bize elektrik tüketimi hakkında bilgi veren diğer bir boyutsuz sayıdır. Şekil 4.6’ya dikkat edildiğinde tüm eğrilerde eylül ayında diğer aylara göre misliyle bir artış görülmektedir. Buradan çıkarılacak en önemli sonuç, eylül ayı için ısıtma ihtiyacının diğer aylara göre çok daha düşük olmasıdır. Tasarım sıcaklığı ile eylül ayı için ortalama hava sıcaklığı farkı sifıra yaklaşmaktadır. Isıtma ihtiyaçları eylül ayı için genel olarak sabah saatleri ile akşam saatlerine doğru doğmaktadır. Program hesaplamayı saatlik verilerden yararlanarak yaptığı için bu saatlik hesaplamalar, sonuçlara ısıtma yükü olarak yansımaktadır.

Sadece ısıtma dönemi için geçerli olan son boyutsuz sayı da Π_2 sayısı olup, Şekil 4.7’de tüm simülasyonlarda bu boyutsuz sayının aylık değerleri aynı olduğu görülmektedir. Bunun nedeni güneş ışıınımı ve ΔT_2 değişkeni yani, mahal tasarım sıcaklıklarının ve dış ortam sıcaklıklarının değerlerinin bu boyutsuz sayı vasıtasıyla

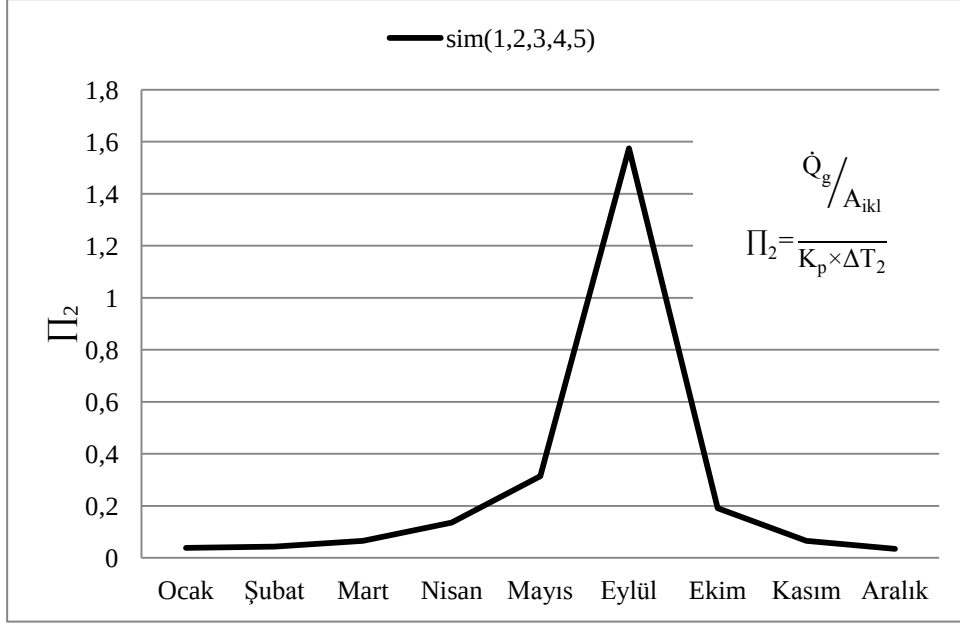
irdelenmesidir. Güneş ışınlamı ile iklimlendirilen binaya olan güneş ısı kazançları, cam katmanlarının sayısına ve camın özelliğine bağlı olup, cam özellikleri tüm simülasyonlarda aynı alınmıştır. Dolayısıyla herhangi bir ayda, tüm simülasyonlarda güneş ısı kazancı değerleri pek değişmemektedir.



Şekil 4.6 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_4 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.7'de Π_2 boyutsuz sayısının aylık değerleri görülmektedir. Bu grafik iklimlendirilen birim alana düşen güneş ışınlamının, pencere yoluyla gerçekleşen ısı kayıplarına oranını vermektedir. Bu ısı kaybı aylık ortalama dış sıcaklık değerlerine dayanmaktadır ve bina günde sadece 14 saat faaliyet halindedir. Fakat bu olgular grafiğin karakteristiğini değil sadece değer aralığını etkilemektedir.

Soğutma dönemine ait boyutsuz sayıların hesabı için buraya kadar verilen değişkenlerin dışında iki değişken daha vardır. Bunlar soğutma grubunda meydana gelen ısı geçiş miktarı yani buharlaştırıcıdaki (evaporatör) ısı geçişi ve soğutma çevrimindeki suyun debisidir. Bu değerler tüm simülasyonlar için Çizelge 4.5'de sıralanmıştır. Bu değerlerin yanında, şimdiye kadar sıralanan değişkenlerin soğutma dönemi için gerekli olan haziran, temmuz ve ağustos aylarındaki değerleri ve İstanbul için dış ortam havasının aylık ortalama entalpi değerleri de Çizelge 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.7 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_2 boyutsuz sayısının grafiği.

Çizelge 4.6'dan soğutma dönemi için güneş ısı kazancının temmuz ayında maksimum ekim ayında ise minimum olduğu görülmektedir. Bu fark aydınlatma ve iç kazançlar üzerinde etkili olmaktadır. İnsan sayısı genel olarak tüm aylar için birbirine yakın olmakla beraber, aradaki farklılıklar yine iç kazançlara etki edecektir. Bina hava sızıntı değerleri de birbirine yakın olup, mevcut değerler tüm analizlerde sabit alınmıştır.

Şekil 4.8'de Π_5 boyutsuz sayısının aylara bağlı grafiksel değişimi görülmektedir. Bu grafikte ikiye bölünmüş bir kümelenme görülmektedir. simülasyon1, simülasyon2 ve simülasyon5 üst kümelenmede geri kalan iki simülasyonda alt kümelenmede yer almaktadır. Buradaki kümelenmeyi soğutma suyu tasarım sıcaklığı önemli ölçüde etkilemektedir. Çünkü soğutma grubunda meydana gelen ısı transferi farklılıkları tüm simülasyonlarda birbirine yakın değerlerdedir. Hatta alt kümelenmede ısı transferi miktarı daha yüksektir. Bunun en önemli nedenlerinden biri soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesinin mahal iklimlendirilmesi üzerindeki etkisidir.

Soğutma suyu sıcaklığının düşürülmesi, özellikle soğutma ihtiyacının en fazla olduğu yaz aylarında mahallere verilen havanın neminin kısmen düşmesine neden olmuş bu durum gizli ısı yük değerlerine yansımıştır. 6 °C'lık soğutma suyu sıcaklığı ile 7,22 °C'lık soğutma suyu arasındaki en önemli farklardan biri budur.

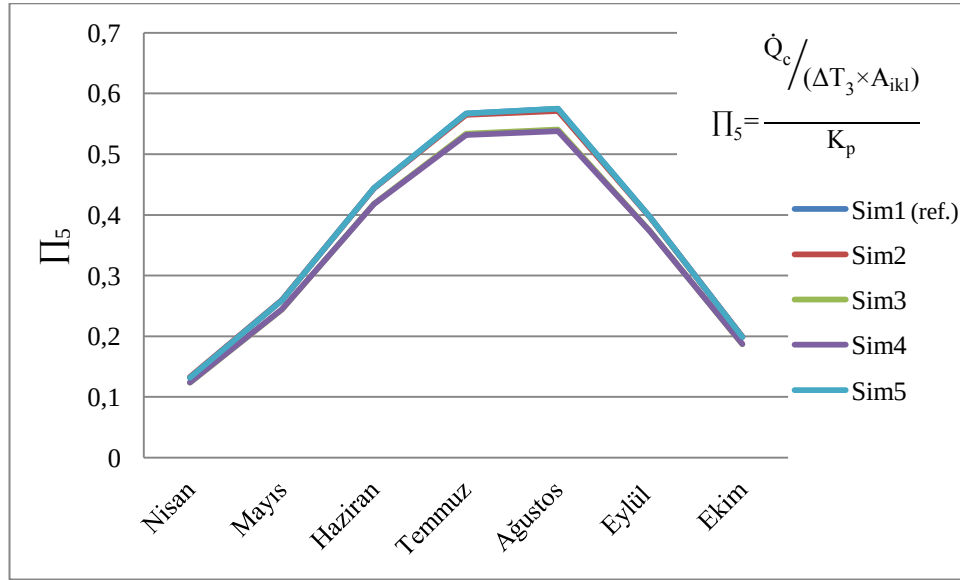
Çizelge 4.5 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için soğutma grubundaki ısı transferi ve soğutma suyu debisi miktarları.

	Simülasyon1		Simülasyon2		Simülasyon3		Simülasyon4		Simülasyon5	
	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)
Nisan	114404	1,712071	115208	1,718185	114605	1,599713	115382	1,605025	114404	1,712068
Mayıs	225214	3,412785	225357	3,427942	227171	3,233443	227295	3,244491	225214	3,412785
Haziran	385260	6,038951	384471	6,103981	388773	5,780935	388064	5,830172	385260	6,038951
Temmuz	491899	7,98097	489715	8,092497	496032	7,689205	494098	7,77283	491899	7,98097
Ağustos	498562	8,165964	495544	8,263467	502457	7,872998	499750	7,941802	498562	8,165964
Eylül	343291	5,293003	342984	5,343011	346332	5,047905	346069	5,086559	343291	5,293003
Ekim	172334	2,570505	172834	2,57955	173683	2,424318	174155	2,431448	172334	2,570505

Çizelge 4.6 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için soğutma döneminde gerekli olan değişkenlerin aylık değerleri.

	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
$\dot{Q}_g$ (W)	65797,7932	79540,3727	88232,7993	90052,0771	82737,0103	74003,4692	51220,0331
T_d (°C)	12,209	16,768	21,606	24,094	24,238	20,818	16,464
$\dot{V}_h$ (m ³ /s)	5,791521	5,604696	5,991211	5,991211	5,79794	5,991211	5,604696
$\dot{V}_s$ (m ³ /s)	2,4745	2,41314	2,4135	2,38496	2,36671	2,42438	2,4179
V_r (m/s)	4,12587	4,3801	3,98267	5,79067	5,68172	4,94617	4,24306
N	450,50729	435,97908	466,04754	466,04034	451,01324	466,04325	435,9791
h (j/Kg)	26993,4	38560,4	47969,5	57471,9	60375,7	46403,7	37176,1
$\dot{W}_{elek}$ (W) (Sim1)	193585	196561	224975	240974	239913	226203	202993
$\dot{W}_{elek}$ (W) (Sim2)	195101	197811	226118	241833	240562	227441	204392
$\dot{W}_{elek}$ (W) (Sim3)	194334	198148	227939	245009	244054	228762	204175
$\dot{W}_{elek}$ (W) (Sim4)	195855	199393	229077	245871	244708	229996	205570
$\dot{W}_{elek}$ (W) (Sim5)	193586	196561	224975	240974	239913	226203	202993

Simülasyon3 ve simülasyon4'ün soğutma suyu tasarım sıcaklığı aynı yani 6 °C olmasına karşın, fan-coil tasarım sıcaklıkları farklıdır. Simülasyon4'de fan-coil tasarım sıcaklığının fazla olması özellikle yaz aylarındaki mahal nem oranlarını kısmen olumsuz etkilemekte fakat bu durum simülasyon3'e nazaran daha az enerji tüketimini sağlamaktadır. Nisan ve ekim aylarında gizli ısı yükü daha az olduğundan bu sefer tam tersi gerçekleşmekte 14 °C'lik fan-coil tasarım sıcaklığı daha avantajlı olmaktadır. Burada sıcaklık tolerans değerleri de etkisini gösterir. Yani izin verilen mahal sıcaklık tasarım değerleri, tolerans değerleri içinde kalsa dahi fan-coil tasarım sıcaklıkları olan 12 °C ile 14 °C değerleri mahalde ufak sıcaklık farklılıkları yaratmakta ve bu durum soğutma yüküne yansımaktadır.

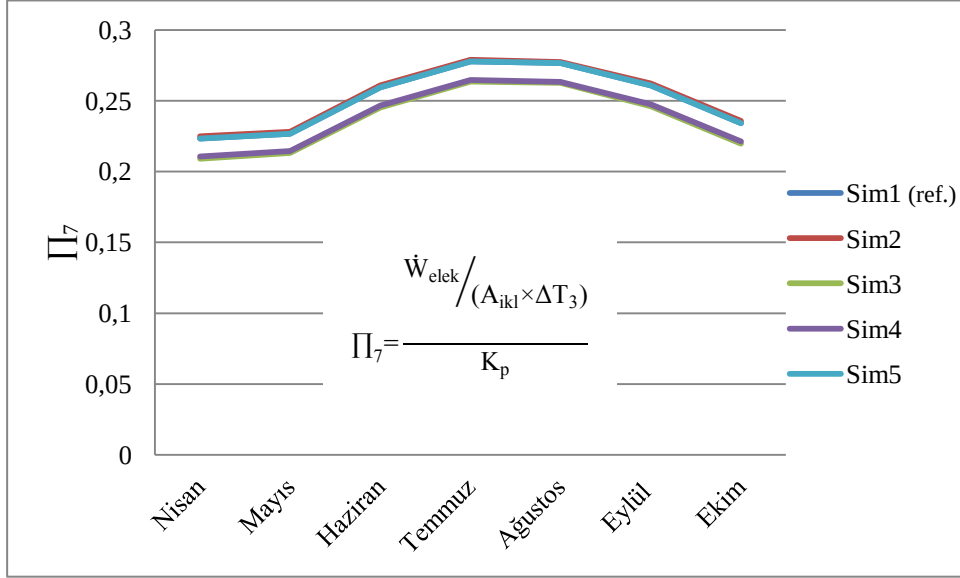


Şekil 4.8 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri.

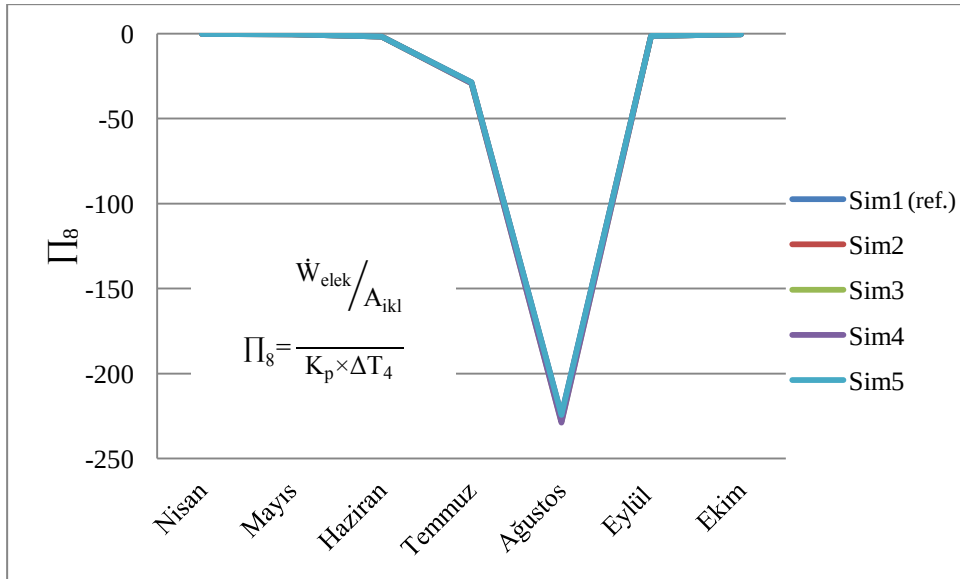
Şekil 4.9'da bir önceki grafiktekine benzer bir kümelenme mevcuttur. Bu grafik elektrik tüketimi ile alakalı fikir vermekte olup simülasyon2 ve simülasyon4'de elektrik tüketimi diğerlerine göre daha fazla olmaktadır. Bunun en önemli nedeni de fan-coil tasarım sıcaklığının soğutma dönemi için 14 °C'ye ayarlanmış olmasıdır. Bu değer fanların daha fazla elektrik tüketilmesine neden olmaktadır ve elektrik tüketimindeki farklılık ağırlıklı olarak bu değişimle alakalıdır. Grafikteki kümelenmenin asıl etkeni ise soğutma suyu sıcaklık tasarımı ile ilgilidir.

Şekil 4.10'da grafiği verilen Π_8 boyutsuz sayısı da yine elektrik tüketimi hakkında fikir vermekte olup, ağustos ayında diğer aylarla karşılaştırılmayacak kadar fazla olması, dış ortam sıcaklığının aylık ortalamada bu ayda maksimuma çıkmasından

kaynaklanmaktadır. Değerlerin eksi olmasının sebebi dış ortam sıcaklığı değerlerinin aylık olarak alınmasından kaynaklanır ve gece havanın daha soğuk olması bu değeri mahaller için tasarlanan sıcaklıktan aşağıda tutar.



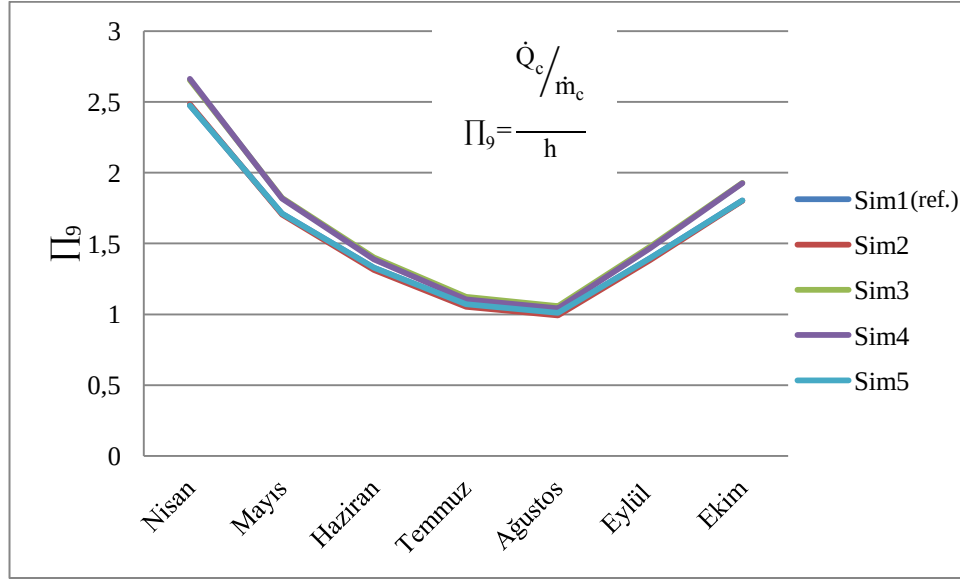
Şekil 4.9 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri.



Şekil 4.10 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.11’de verilen boyutsuz sayının grafiğinin anlamı, soğutma suyu tasarım sıcaklığı ile mahal tasarım sıcaklığı arasındaki farka dayalı olarak, soğutma suyu birim kütleli debisi başına çekilen ısı miktarının, İstanbul için hava entalpi değerlerine oranıdır. Simülasyon4 ve Simülasyon3’ün grafiğinin diğerlerine göre nispeten üstte yer almasının sebebi soğutma suyu kütleli debisindeki azalma ile

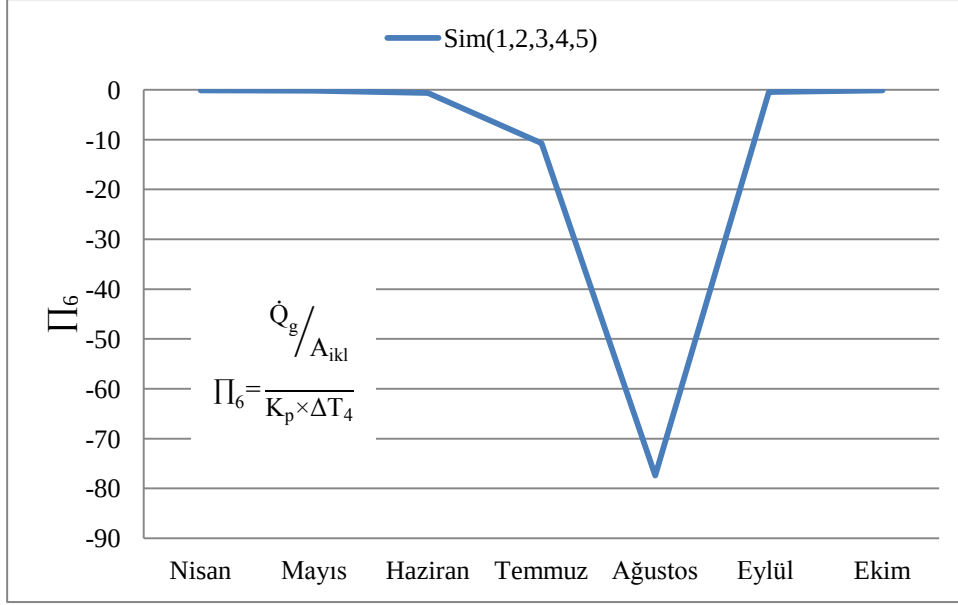
alakalıdır. Bu da soğutma suyu sıcaklık tasarım değerinin 7,22 °C'den 6 °C'ye çekilmesi ile alakalı olup düşük sıcaklıklı soğutma suyunun, ısı transferi potansiyelini arttırdığı anlamına gelmektedir.



Şekil 4.11 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri.

Bu kısma kadar çizilen boyutsuz sayı grafiklerinin birbirini desteklediği görülmektedir. Bu durum hem programın hassasiyetini göstermekte hem de grafik eğrileri aracılığıyla enerji tüketiminde hangi değişkenlerin etkili olduğu konusunda fikir vermektedir. Şekil 4.12'de grafiği verilen Π_6 boyutsuz sayısı tüm simülasyonlar için aynı grafiğe sahiptir. Eksi değerlere sahip olması dış ortam sıcaklığı ve mahal tasarım sıcaklığının arasındaki farktan kaynaklanmakta olup, ağustos ayında bu farkın iyice azalması sonucu grafik eğrisi önemli ölçüde sıçrama yapmaktadır.

Buraya kadar ortaya konan boyutsuz sayılar dışında hem ısıtma hem de soğutma dönemi için geçerli olan boyutsuz sayıların grafikleri de enerji tüketimi üzerinde hangi başka değişkenlerin etkili olduğunun görülmesinde faydalı olacaktır. Bu kısma kadar yorumlanan boyutsuz sayılardan farklı olarak bu boyutsuz sayıların tümü hem ısıtma hem soğutma dönemi için aynı değerleri almaktadırlar. Bu ortak boyutsuz sayıların grafik eğrileri genel anlamda ısıtma, soğutma ve elektrik yüklerini nasıl etkiledikleri hakkında fikir verecektir. Tüm analizlerde yapılan değişikliklerde bu boyutsuz sayıların bir kısmı değişikliğe uğrayacaktır. Ortak olan sayılarda meydana gelen değişikliklerin ısıtma ve soğutma dönemine ait boyutsuz sayıları nasıl etkilediği irdelenecektir.



Şekil 4.12 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_6 boyutsuz sayısının grafiği.

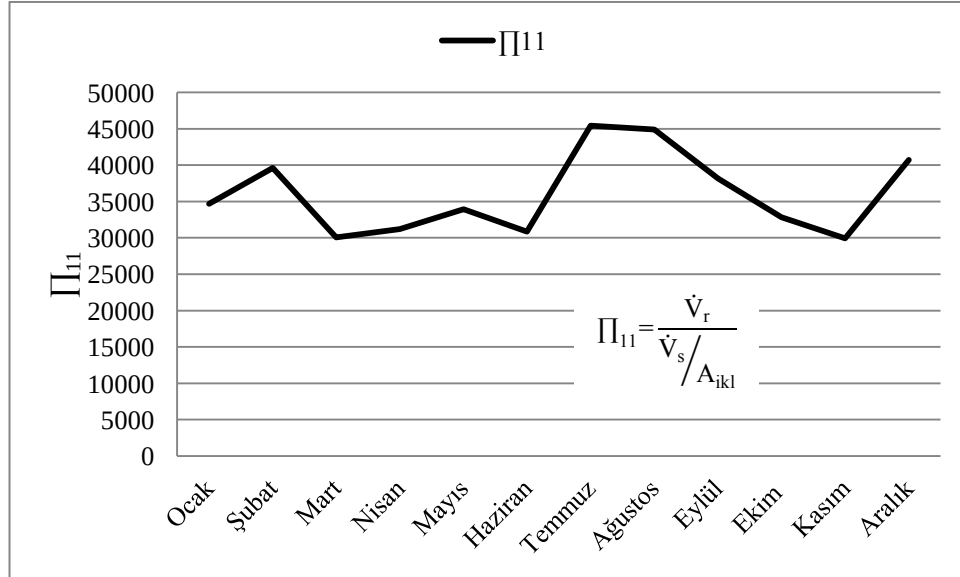
Bu sayıların bazıları yıl boyu tek değer alırken bir kısmı aylık olarak değişmektedir. Aylık olarak farklı değer alan boyutsuz sayılar grafik şeklinde verilirken, geri kalan sayılar Çizelge 4.7’de sıralanmıştır.

Şekil 4.13’de İstanbul için rüzgar hızının, binada meydana gelen iklimlendirilen alan başına düşen hava sızıntısı miktarına oranı aylık olarak görülmektedir. Rüzgar hızları İstanbul şartlarında aylık olarak alınmaktadır. Sızıntıdaki artış ısıtma yükünü arttırmaktadır. Soğutma yükünü ise gündüz saatlerinde arttırmakta gece saatlerinde sıcaklığın düşmesi ile soğutma yükünün iyileştirilmesini sağlamaktadır. Ayrıca soğutma döneminde gündüz meydana gelen hava sızıntıları nem oranını ve konfor şartlarını olumsuz etkilemektedir. Konfor şartlarının sağlanması amacıyla soğutma grubundaki enerji tüketiminde artış meydana gelecektir.

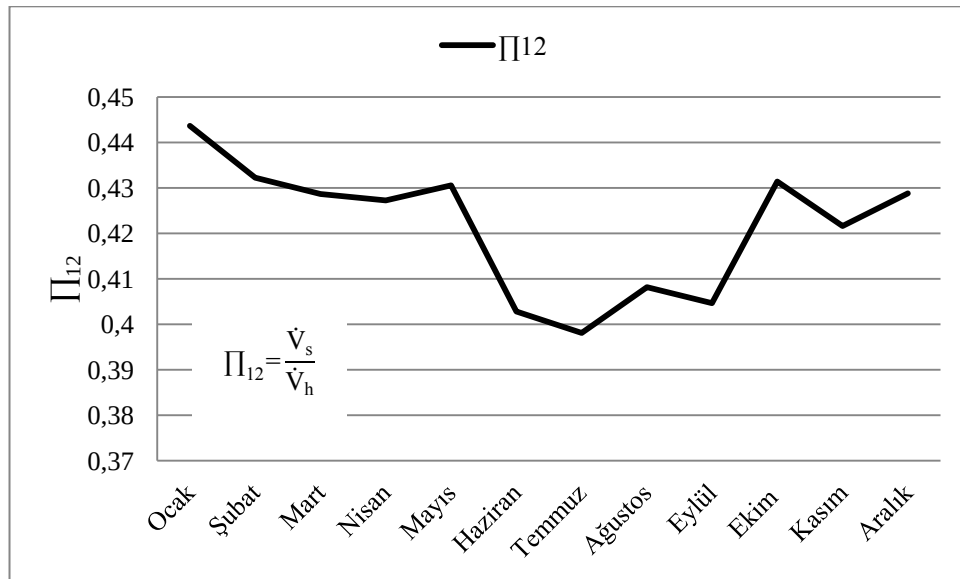
Şekil 4.14’den hava sızıntısı miktarlarının havalandırma miktarlarına oranlarını aylık olarak görülebilir. Π_{12} boyutsuz sayısı sonraki bölümlerde havalandırma miktarlarının değişmesinden dolayı tekrar ele alınacaktır.

Şekil 4.15’de grafiği verilen boyutsuz sayı doğrudan binadaki insan sayısını temsil etmekte olup, yine yapılan tüm analizler boyunca aylık değerleri sabit kalacak olan boyutsuz sayılardan biridir. Bunun yanında Çizelge 4.7’de verilen Π_{13} , Π_{14} ve Π_{15} boyutsuz sayıları tüm analizlerde aynı kalacak olan diğer boyutsuz sayılardır. Bu sayılar sırasıyla pencere, dış duvar ve çatı yüzey alanlarının, iklimlendirilen alanlara

oranını temsil etmektedir. Π_{18} boyutsuz sayısı iç kazançla alakalı fikir veren bir sayı olup, insanlardan kaynaklanan iç ısı kazançları tüm simülasyonlarda aynı değerleri alacaktır.



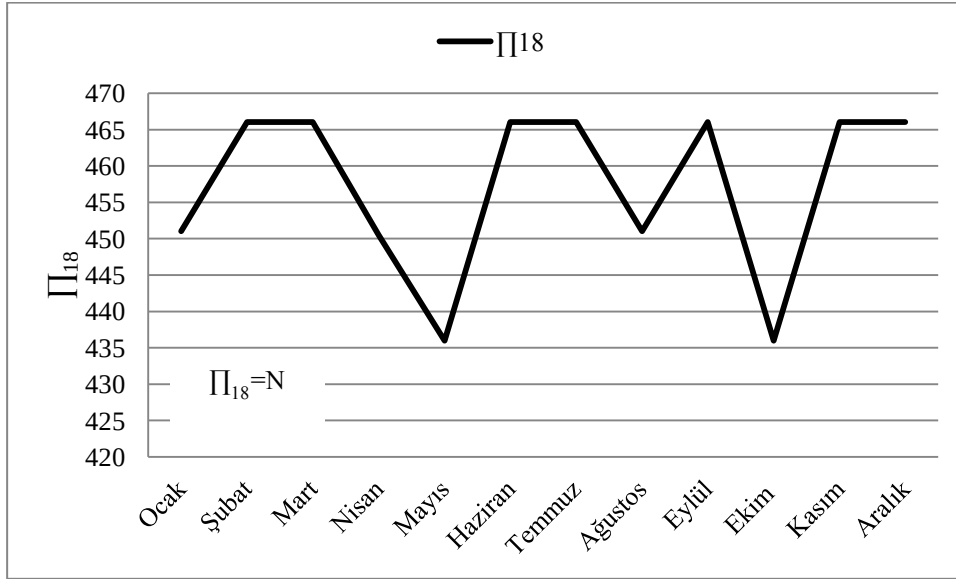
Şekil 4.13 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_{11} boyutsuz sayısının grafiği.



Şekil 4.14 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için Π_{12} boyutsuz sayısının grafiği.

Buraya kadar yapılan hesaplamalarda binanın yıllık enerji tüketiminin aylık değişimi ile ilgili sonuçlar verilmiştir. Tüm dünya üzerinde tüketilen enerjinin önemli bir kısmının konut ve konut dışı binalarda olması buradaki enerji tüketimlerinin iyileştirilmesini ve olabildiğince yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasını gerekli kılmaktadır. Bundan sonraki yapılan simülasyon hesaplarında bina üzerinde

enerji tasarrufu için alınabilecek önlemler ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı üzerinde durulacaktır.



Şekil 4.15 Π_{18} sayısının aylık değişimi.

Çizelge 4.7 Farklı çalışma koşullarına sahip HVAC birimleri için yıl boyu sabit olan boyutsuz sayılar.

Boyutsuz sayılar	Π_{10}	Π_{13}	Π_{14}
Sim(1,2,3,4,5)	0,276325089	0,259941156	0,254737778
Boyutsuz sayılar	Π_{15}	Π_{16}	Π_{17}
Sim(1,2,3,4,5)	0,10602884	0,078161755	0,989282159

4.4.1.2 Farklı mahal tasarım sıcaklıklarının analizi

Farklı mahal tasarım sıcaklıklarının, bina enerji ihtiyacı üzerindeki etkisi, mahal sıcaklıklarının azaltılması ve artırılmasının, ısıtma ve soğutma yüklerini nasıl etkilediği çalışma kapsamında incelenmiştir. Bu amaçla yapılan farklı analizlerde ele alınan mahal tasarım sıcaklıkları Çizelge 4.8’de verilmiştir.

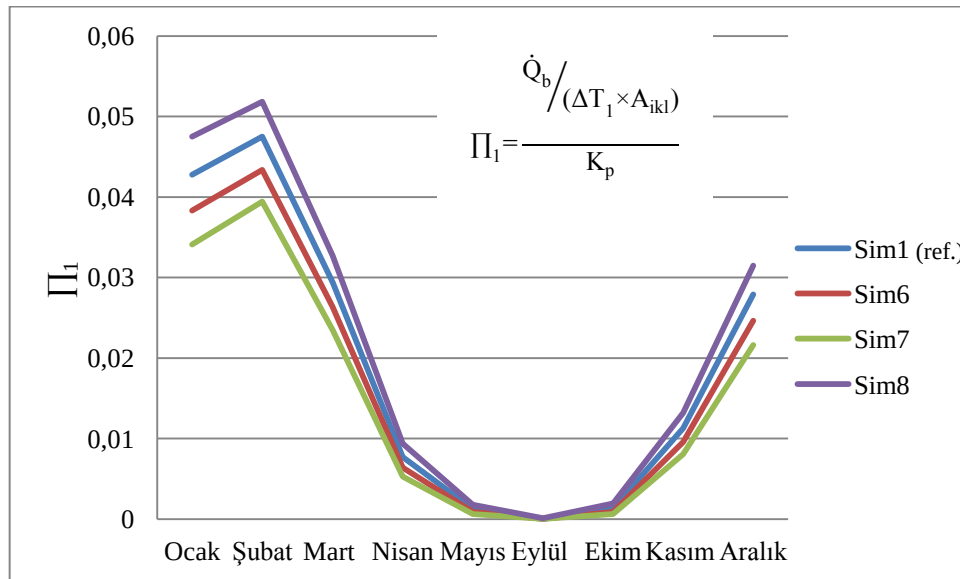
Çizelge 4.8 Yapılan analizler için mahallerin ortalama sıcaklık tasarım değerleri.

	Simülasyon6	Simülasyon7	Simülasyon8
T_{tas1} (°C)	21,241	20,741	22,241
T_{tas2} (°C)	24,759	25,259	23,759

Referans hal tasarım değerlerine göre, Simülasyon6’da sıcaklık tasarım değerleri tüm mahaller için 0,5 °C, Simülasyon7’de ise sıcaklık tasarım değerleri tüm mahaller için ısıtma döneminde 1 °C sıcaklık tasarım değerleri azaltılmış, soğutma dönemlerinde ise 1 °C arttırılmıştır. Simülasyon8’de ise ısıtma döneminde sıcaklık tasarım değeri ortalamada 0,5 °C arttırılırken, soğutma döneminde tasarım sıcaklığı 0,5 °C aşağı çekilmiştir. Soğutma dönemlerinde daha düşük sıcaklık talebi daha fazla enerji ihtiyacı doğuracaktır.

Gerekli olan diğer değişken değerleri tüm yıl için Çizelge 4.9’da verilmiştir. Buradaki değerlere göre ısıtma ve soğutma dönemlerinde kullanılan boyutsuz sayıların hesabı yapılarak, referans simülasyon grafikleri ile diğer simülasyon grafikleri kıyaslanmıştır.

Şekil 4.16’daki grafikten sıcaklık farklarının enerji yüküne nasıl yansıdığı açık bir şekilde görülmektedir. Simülasyon7’de tasarım sıcaklığının 1 °C azaltılması eylül ayındaki ısıtma ihtiyacını neredeyse sıfırlamıştır. Sıcaklık farkındaki her 0,5 °C’lık farklılığın ısıtma yüklerini önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Isıtma ihtiyacının en fazla olduğu şubat ayında her 0,5 °C’lık sıcaklık azaltılması kazan yükünü referans duruma göre sırasıyla %7,96 ve %15,66 azaltmıştır. Sıcaklık değerindeki 0,5 °C’lık artış ise kazan yükünü şubat ayı için referans değere göre %8,2 arttırmıştır. Bu nedenle sıcaklık değerleri ısıtma dönemlerinde insanların konfor şartlarını olumsuz etkilemeyecek şekilde olabildiğince aşağı çekilmelidir.

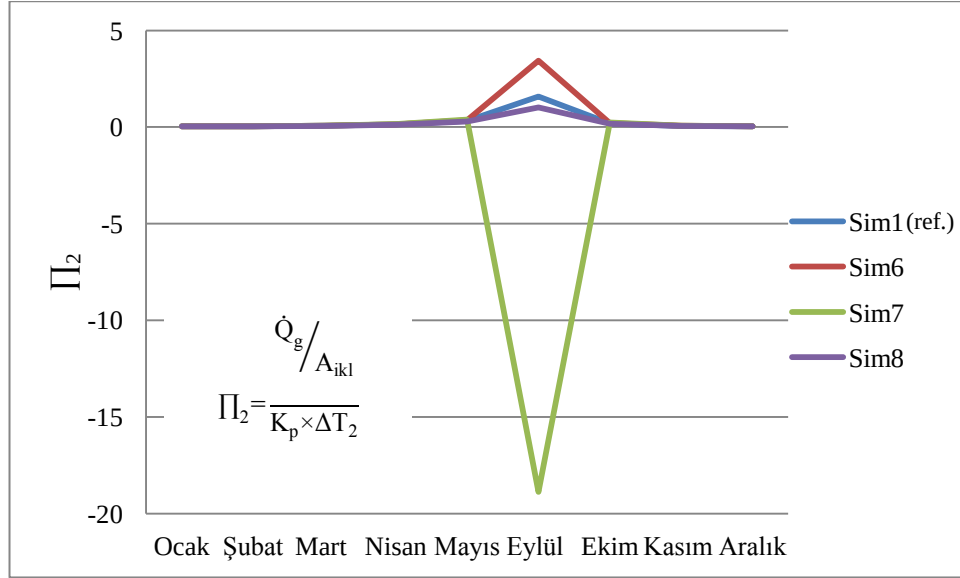


Şekil 4.16 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri.

Çizelge 4.9 Farklı mahal tasarım sıcaklıklarına dayalı simülasyonlar için gerekli değişkenler.

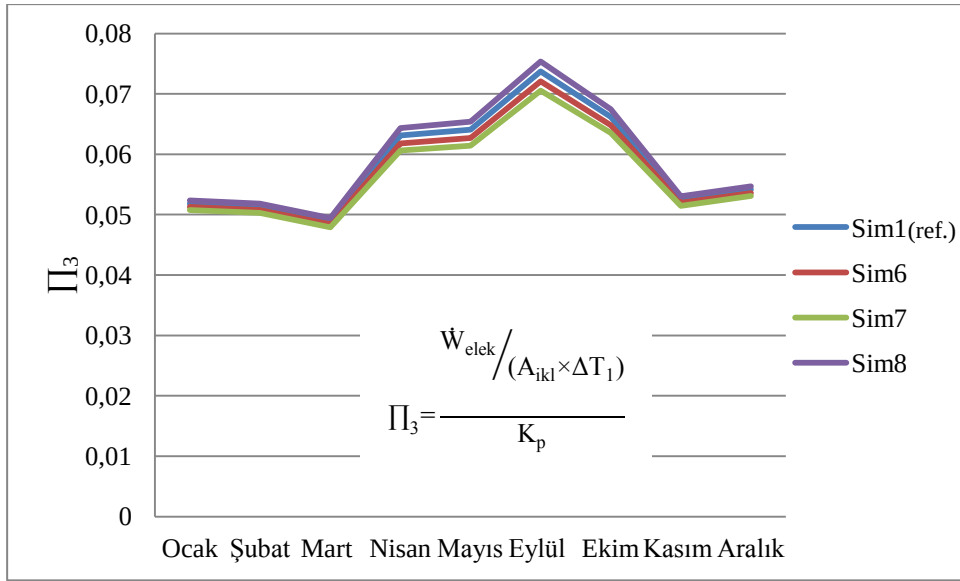
	Simülasyon6				Simülasyon7				Simülasyon8			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	118464	-	-	158620	106334	-	-	158342	144445	-	-	159234
Şubat	134117	-	-	157078	122899	-	-	156792	157669	-	-	157712
Mart	81454,2	-	-	149717	73227,4	-	-	149433	99507,4	-	-	150343
Nisan	19749,1	103530	1,507678	191156	16487,3	93331,9	1,323761	189047	28495,8	126135	1,942307	195724
Mayıs	2779,5	212480	3,13623	193881	1976,4	200257	2,881055	191472	5325,8	238535	3,717705	198994
Haziran	-	368790	5,637738	221581	-	352677	5,261795	218407	-	402159	6,486143	228214
Temmuz	-	472996	7,487395	237061	-	454472	7,022788	233349	-	511371	8,549257	244824
Ağustos	-	479229	7,659198	235916	-	460144	7,178333	232088	-	518446	8,754077	243870
Eylül	47,6477	327319	4,920016	222942	17,7387	311691	4,570716	219907	260,351	359671	5,70394	229283
Ekim	2827,74	161588	2,347568	200512	1924,62	151253	2,14197	198170	5827,33	183625	2,816017	205229
Kasım	29584,8	-	-	160807	25128,2	-	-	160526	40075,2	-	-	161429
Aralık	76150,7	-	-	165770	67432,1	-	-	165487	95780	-	-	166396

Şekil 4.17’de güneşten kaynaklanan ısı akısının pencerelerin ısı akısına olan oranı verilmektedir. Isıtma dönemi boyunca bu iki faktör birbirini dengelemekte iken, kısmi yüklerin geçerli olduğu bahar aylarında ve soğutma yüklerinin tam yükte olduğu yaz aylarında mahal tasarım sıcaklığı ile ortalama dış ortam sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak bu oran değişim göstermektedir.

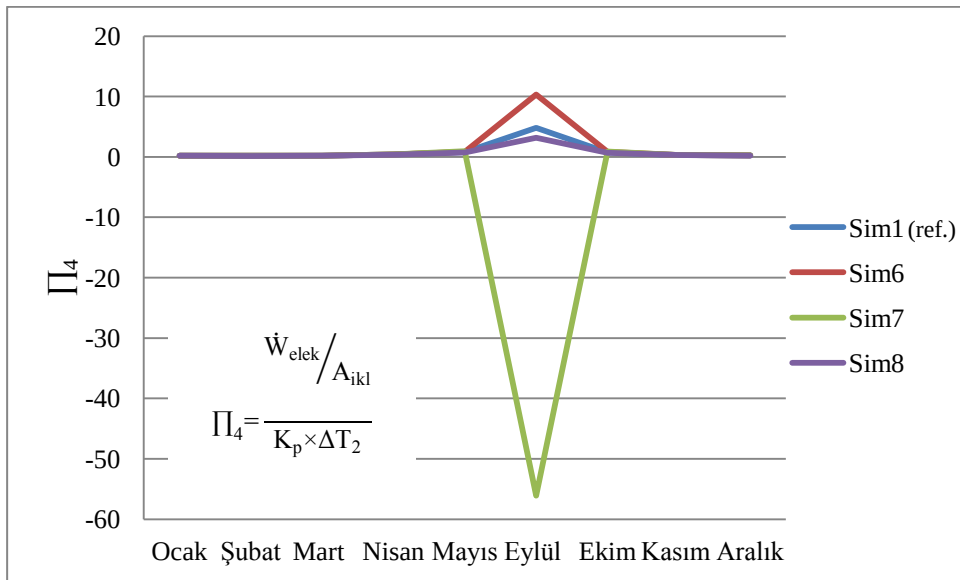


Şekil 4.17 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_2 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.18’de grafikleri incelediğimizde Π_1 boyutsuz sayısının eğrileri ile benzer eğriler görülmekte olup, bu grafikler temel olarak sıcaklık farkına dayanmaktadır. Farklı olarak Π_1 sayısının karakteristiğinde ısı yükündeki artış da etkili olmaktadır. Şekil 4.19’daki eğrilerde de yine sıcaklık farkının bir sonucu olup aynı zamanda her iki şekilde elektrik tüketimi değerlerini içermektedir. Mahal tasarım sıcaklıklarının azaltılması sadece ısıtma yükünü değil, bunun yanında elektrik tüketimini de etkiler. Azalan ısı yükü, pompa ve fanlardaki elektrik tüketiminde de azalmayı sağlar. Yine aynı şekilde mahal tasarım sıcaklıklarının artırılması hem ısı yükünü hem de elektrik tüketimini etkilemektedir. Fakat bu etki genel tüketim içinde çok küçük değişimlere sebep olmaktadır. Örneğin şubat ayında referans değere göre tüm mahallerde her 0,5 °C’lık sıcaklık azaltılması toplam elektrik tüketimini sırasıyla bu ayda %0,2 ve %0,39 oranlarında azaltmıştır. Yapılan 0,5 °C’lık sıcaklık artırımını ise toplam elektrik tüketimini şubat ayı için %0,198 arttırmıştır.



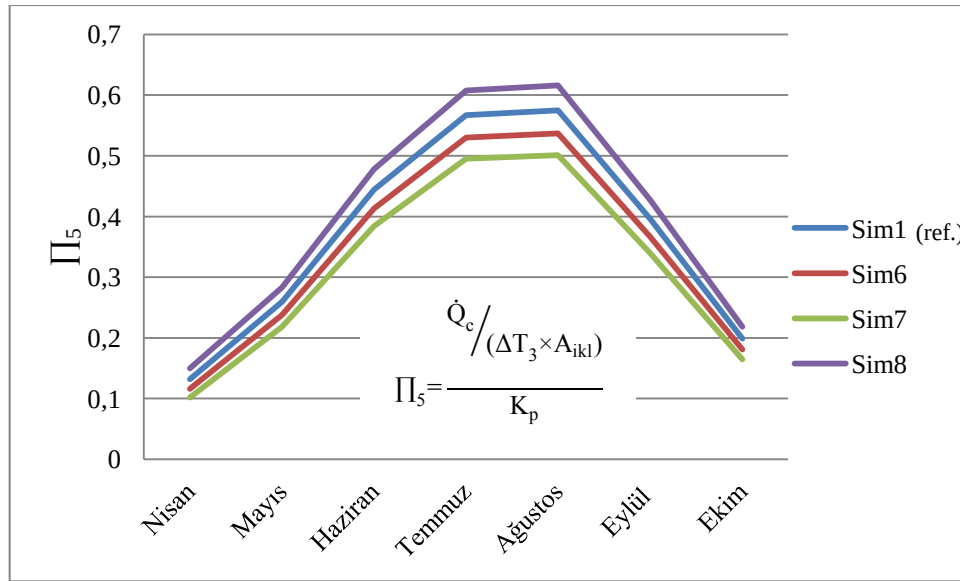
Şekil 4.18 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_3 boyutsuz sayısının grafikleri.



Şekil 4.19 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_4 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.20'deki grafiklerden her 0,5 °C'lık tasarım sıcaklığı azalmasının soğutma yükünü arttırmakta olduğunu, aynı zamanda tasarım sıcaklığındaki her azalma ile soğutma yükündeki artım hızının da arttığı görülmektedir. Bunun en önemli sebebi mahal sıcaklıkları azaldıkça gizli ısı yükünün artmasıdır. Bu fark özellikle yaz aylarında belirgin olarak görülmektedir. Haziran ayında yapılan 0,5 °C'lık sıcaklık azalması, soğutma yükünü %4,39 arttırmıştır. Yine haziran ayında soğutma tasarım sıcaklığının her 0,5 °C artırılması, soğutma yükünü sırasıyla %4,28 ve %8,46 azaltmıştır. Soğutma tasarım sıcaklığının aşağı çekilmesi çalışılan ortamlarda konfor

şartlarının sağlanması adına enerji tüketimini arttırmıştır. Azalan tasarım sıcaklık değerleri nedeniyle, mahal iç ortam nem değerlerini dengelemek için su soğutma grubu daha fazla çalışmış ve daha fazla enerji tüketmiştir. İklimlendirilen alanlardaki meydana gelen hava sızıntıları da enerji tüketimini arttırmıştır. Yapılan havalandırma ve meydana gelen hava sızıntıları, iklimlendirilen alanın nem değerlerini arttırdığından, mahal tasarım sıcaklıklarındaki azalmalar soğutma yüklerini önemli ölçüde arttırarak etkilemektedir. Azalan mahal tasarım sıcaklıkları sonucunda istenilen konfor değerlerini yakalamak adına fan-coil ünitelerinde gizli ısı yükü artacaktır.

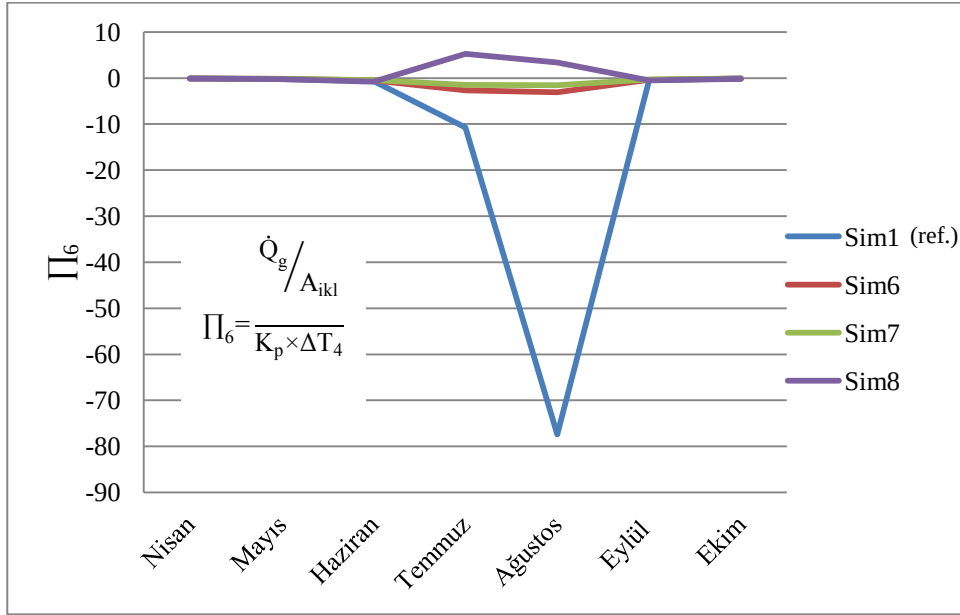


Şekil 4.20 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.21'de güneşten kaynaklanan ısı akısının pencerelerin ısı akısına olan oranı verilmektedir. Isıtma dönemi boyunca bu iki faktör birbirini dengelemekte iken, kısmi yüklerin geçerli olduğu bahar aylarında ve soğutma yüklerinin tam yükte olduğu yaz aylarında mahal tasarım sıcaklığı ile ortalama dış ortam sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak bu oran değişim göstermektedir.

Şekil 4.21'de eksili değerlerde yatay eksene yaklaşan grafikler soğutma yüküne pozitif etkiyi temsil etmekteyken, grafiğin pozitif tarafında eksenden uzaklaştıkça soğutma yükü azalmaktadır. Bu etkiyi Π_5 boyutsuz grafiğinde daha net görmek mümkündür. En düşük soğutma tasarım sıcaklığına sahip Simülasyon8 eğrisi, Şekil 4.20'de en üstteki grafiği temsil etmektedir. Şekil 4.21'de simülasyon eğrilerine

bakıldığında, negatif bölgede yatay eksene yakın olan eğriler, Şekil 4.20’den de görüleceği üzere daha az enerji tüketimini temsil etmektedir.

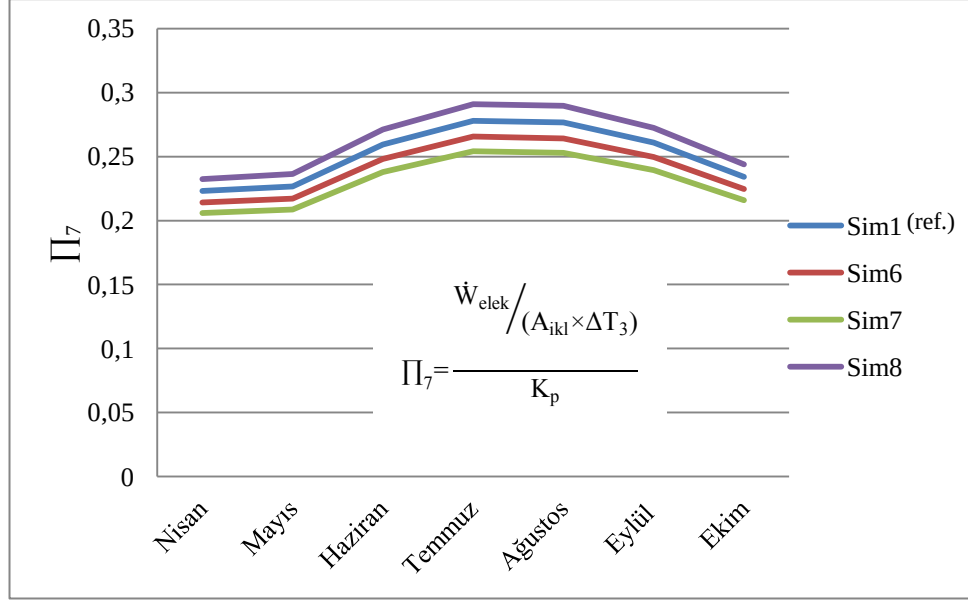


Şekil 4.21 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_6 boyutsuz sayısının grafikleri.

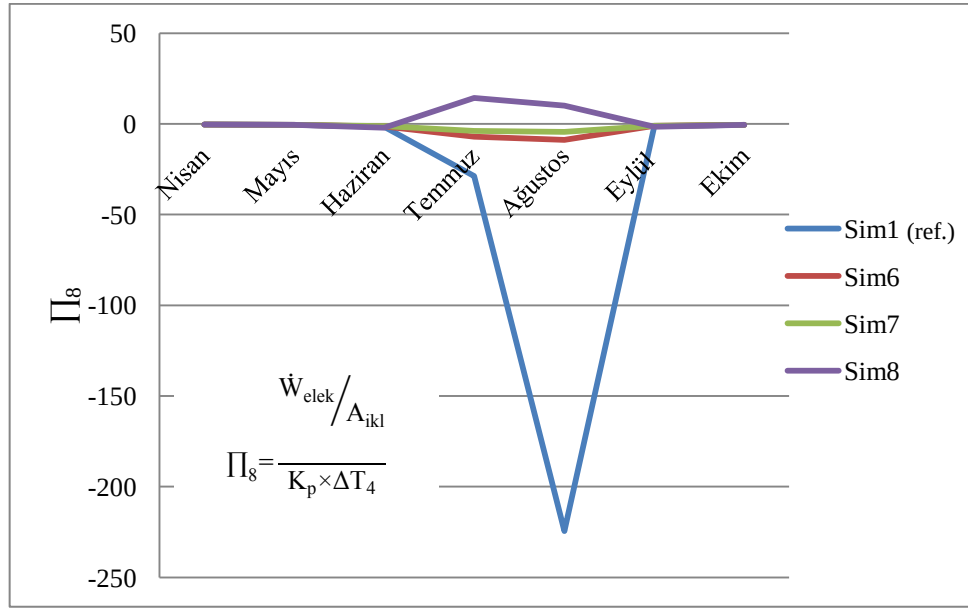
Şekil 4.22’den ve 4.23’den farklı mahal sıcaklık şartlarında elektrik tüketiminin değişimi görülmektedir. Şekil 4.22’de tasarım sıcaklığı değeri arttıkça, soğutma yükü azalmakta, elektrik tüketimi de azalmaktadır. Soğutma dönemindeki düşük tasarım sıcaklıkları hem dışarıdan alınan ısı kazancını arttırmakta, hem de gizli ısı yükünü arttırmaktadır. Şekil 4.23’de pozitif değerler alan eğri en yüksek elektrik tüketimini temsil etmekteyken, negatif tarafta en büyük negatif değerleri temsil eden eğri diğer eğrilerden fazla elektrik tüketimi olduğunu söylemektedir. Yapılan yorumlar ışığında grafiklere göre eğriler temmuz ayında elektrik tüketiminin maksimuma çıktığını göstermektedir.

Temmuz ayı için, mahal tasarım sıcaklıklarının 0,5 °C arttırılması elektrik tüketimini referans değere göre %1,62 azaltırken, sıcaklıkların 1 °C arttırılması elektrik tüketimini %3,16 azaltmıştır. Yine temmuz ayı için, mahal tasarım sıcaklıklarının 0,5 °C azaltılması elektrik tüketimin referans değere göre % 1,6 artmasına neden olmuştur.

Analizlerden görüldüğü üzere elektrik tüketimi ile soğutma yükündeki artış birbirleri ile orantılı olarak artmaktadır (Şekil 4.20 ve 4.22).

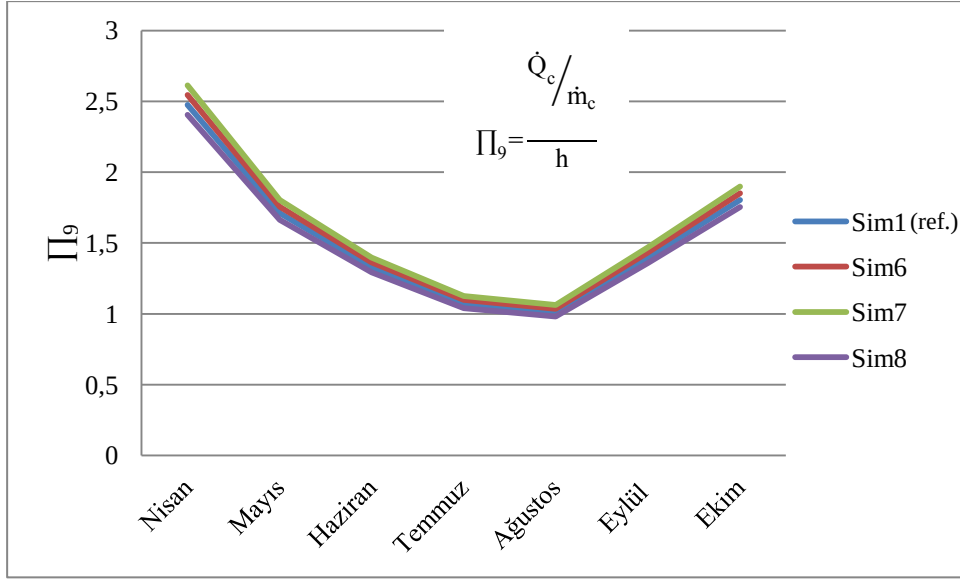


Şekil 4.22 Farklı mahall tasarım sıcaklık değerleri için Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri.



Şekil 4.23 Farklı mahall tasarım sıcaklık değerleri için Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri.

Son olarak soğutma döneminde gerekli olan Π_9 boyutsuz sayısının grafiği Şekil 4.24’de verilmiştir. Grafikten görülebileceği gibi yüksek sıcaklık tasarım değeri üst eğriyi oluştururken, azalan sıcaklık tasarım değerleri ile orantılı olarak birim soğutulan su debisi için soğutma yükü azalmaktadır. Azalan sıcaklık tasarım değeri sadece soğutma yükünü değil soğutma suyu debisini de arttırmaktadır. Sonuç olarak debideki artış grafik eğrilerini birbirine yaklaştırmaktadır.



Şekil 4.24 Farklı mahal tasarım sıcaklık değerleri için Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri.

Farklı mahal sıcaklık tasarım değerleri sadece ısıtma ve soğutma yüklerini değil, aynı zamanda konfor şartlarını da etkilemektedir. Şimdiye kadar alınan sıcaklık farklarındaki tüm değerler, konfor şartları içinde kalmış olsa dahi iklimlendirilen ve ısıtılan alanın ne amaçla kullanıldığı, insanların yaptıkları işin niteliği bu sıcaklık tasarım değerlerini etkilemektedir. Özellikle ofis ortamlarında hareketsiz kalan insanlar, hollerdeki hareketli insanlara göre daha fazla ortam ısıtmasına ihtiyaç duyabilirler. Bu aynı zamanda insanların çalışma performanslarını da etkileyen bir durumdur.

Çin’de yapılan bir araştırmada iç ortam kalitesini belirleyen 3 etken ofisteki sıcaklık, ses ve ışık seviyesi üzerine bir ofis ortamı içinde 120 kişinin anket yoluyla görüşlerine başvurularak, en uygun değerler belirlenmeye çalışılmıştır. Farklı değerler ile yapılan çalışmalar sonucunda çeşitli sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmada sıcaklık tasarım türü operatif yani mahalın yapı yüzeyleri ile ortam havası sıcaklığının ortalama değeri alınmıştır. Bu seçimin nedeni bu değerin hem taşınım hem de ışıınım yoluyla gerçekleşen ısı transferini temsil eden bir değer olmasıdır. Yapılan çalışmalar sonucunda, çalışanların verdikleri olumlu ya da olumsuz tepkiler 4 kademede değerlendirilmiştir [8].

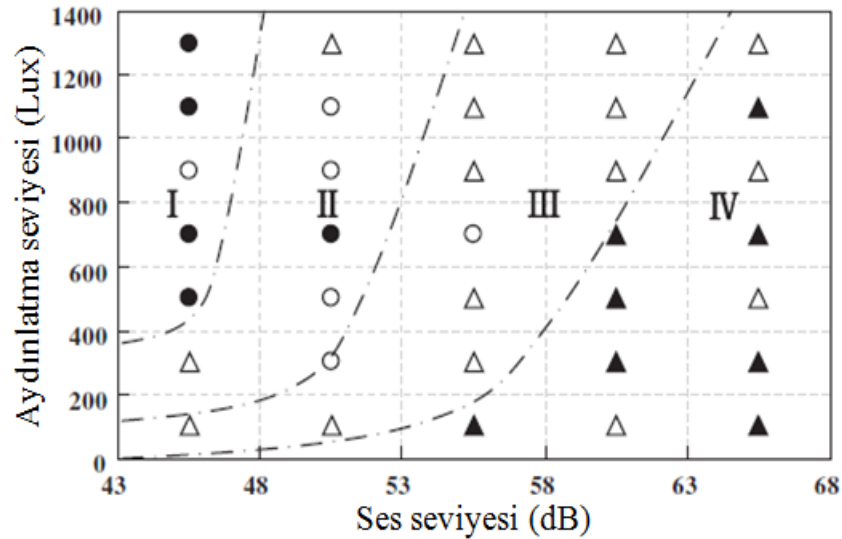
Bu kademeler ve gösterim şekilleri aşağıdaki şekildedir;

- Tüm etkenlerin uygun olması
- Tüm etkenlerin kabul edilebilir seviyede olması

- △ Konfor şartlarının rahatsız edici olması
- ▲ Konfor şartlarının kabul edilemez olması

Bu yorumlara dayalı olarak bazı grafikler elde edilmiştir. Bu grafiklerde konfor şartlarını etkileyen 3 etkenin biri uygun değer alındığında diğer ikisi üzerindeki oynamaların konfor şartlarını nasıl etkilediği ortaya konmaktadır. Yapılan bu çalışmada dış ortam hava sıcaklığı 25,1 °C ile 28,8 °C arasında değişmekte olup, yaz dönemi şartları olarak kabul edilebilir [8].

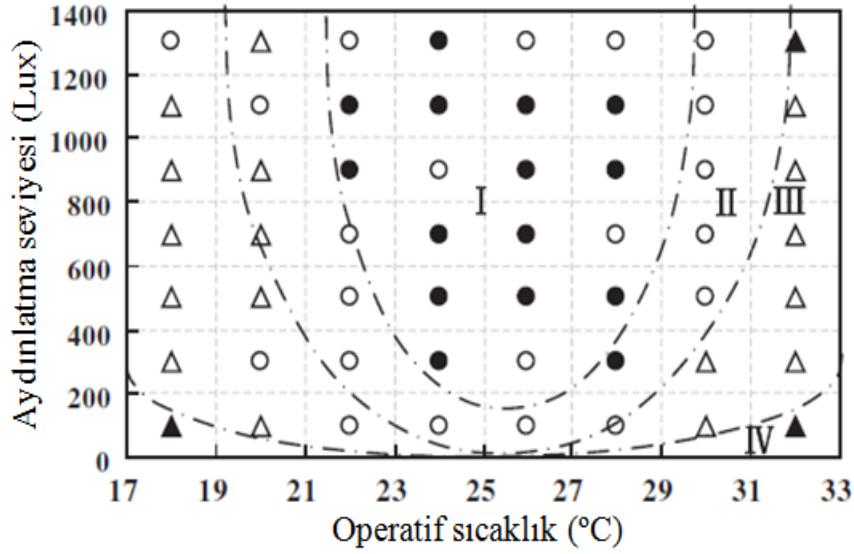
Şekil 4.25’de bu çalışma sonucu elde edilen ve ses seviyesi ile aydınlatma miktarının konfor şartlarını nasıl etkilediği gösterilmektedir. Bu tabloda 1.bölge en iyi şartları temsil etmekteyken, 4.bölge en kötü şartları temsil etmektedir. Buradaki verilere göre sıcaklık değerleri uygun dahi olsa ses seviyesi 48 dB değerini geçmemelidir. Ofis ortamında zaman geçtikçe fan-coil ünitelerinin gürültüleri artabilir, yalnız buradaki değer çalışanlara ulaşan ses seviyesi olup ses seviyesi mesafe arttıkça azalır. Yine grafikten 45 dB ses seviyesi ve 500 lux değerindeki aydınlatma değeri en uygun seçimlerden biri olarak gösteriliyor ki, tez kapsamında aydınlatma düzeyi 500 lux olarak alınmıştır. Şekil 4.25’de iki etken görülmektedir. Çalışmada sıcaklık etkeni uygun olarak seçilip sabitlenerek ses seviyesinin ve aydınlatmanın etkisi görülmek istenmiştir.



Şekil 4.25 Aydınlatma ve ses seviyesinin konfor şartlarına etkisi [8].

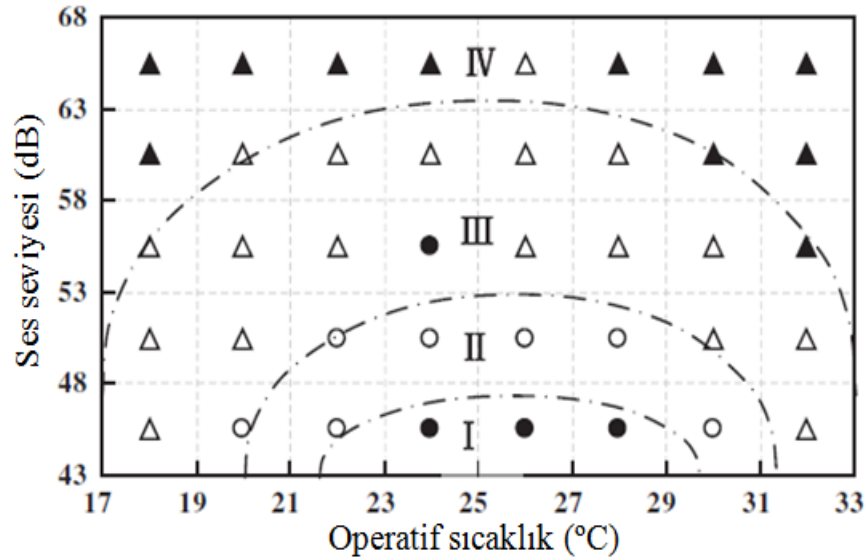
Şekil 4.26’da uygun ses seviyesi değerinde aydınlatma ve sıcaklık değerlerinin konfor şartları üzerine etkisi ortaya konmuştur. Buradaki çalışma sonuçları 500 lux değerindeki aydınlatma değerine karşı uygun olan işletme sıcaklık değerlerini

yaklaşık olarak 23 °C ile 28 °C arasında vermektedir. Tez için seçilen soğutma tasarım sıcaklık değerleri her zaman bu değerler içinde kalmaktadır.



Şekil 4.26 Aydınlatma ve sıcaklık değerlerinin konfor şartlarına etkisi [8].

Şekil 4.27’de uygun aydınlatma değeri için sıcaklık ve ses seviyesinin konfor şartlarına etkisi görülmektedir.



Şekil 4.27 Ses seviyelerinin ve sıcaklık değerlerinin konfor şartlarına etkisi [8].

Gürültülü ortamlar ve yetersiz aydınlatma gibi nedenler ofis ortamında çalışan kişilerin sağlığını olumsuz şekilde etkileyebilir. Sıcaklık değerlerinin de insanlar için uygun değerde olmaması çalışma verimliliğinde azalmaya sebep olabilir. Bu nedenle enerji tüketimini azaltmaya yönelik önlemler alınırken insan sağlığı öncelikli olarak göz önüne alınmalıdır.

4.4.1.3 Gece havalandırmasının ve havalandırma debisi miktarının analizi

Bu bölüme kadar yapılan analizlerde ısıtma, soğutma ve elektrik yüklerinin mahal tasarım sıcaklıklarından ve HVAC tasarım değerlerinden nasıl etkilendiği hakkında bazı verileri ortaya konuldu.

Ofis binası aynı zamanda bir ısı kütlesi olarak ele alınırsa, kışın gündüz saatlerinde HVAC sistemleri yoluyla ısıtılan bu kütle akşam saatlerinde soğumaya başlamaktadır. Yaz ayları içinse gündüz yüksek dış ortam sıcaklığı ile ısınan yapı gece serin hava ile soğumaya başlamaktadır. Bu nedenle binanın ısı depolama kapasitesi binanın ısıtma, soğutma ve elektrik yüklerini etkileyen bir faktördür. Binanın ısı depolama kapasitesi kullanılan yapı elemanları ve bina büyüklüğü ile ilgilidir. Depolanan ısı miktarının fazlalığı ısıtma yükünü olumlu yönde etkilerken, soğutma yükünü olumsuz yönde etkilemektedir. Bu durum elektrik tüketimini soğutma yüküne bağlı olarak arttırmaktadır.

Pasif önlem olarak tanımlayabileceğimiz gece havalandırması özellikle yaz aylarında bina sıcaklığını aşağı çekmekte bu da gündüz yapılacak olan soğutma işleminin yükünü azaltmaktadır. Gece havalandırması mekanik ya da doğal havalandırma şeklinde yapılabilir. Mekanik havalandırmada elektrik tüketimi olmakla beraber havalandırma miktarının kontrolü bizim elimizdedir. Doğal havalandırma ise binanın farklı bölgelerindeki basınç farkından faydalanarak dış ortam havasının bina içerisinde dolaştırılması şeklinde olmaktadır. Doğal havalandırmada binanın dış kabuğunda yerleştirilen menfezler yoluyla doğal havalandırma yapılmaktadır.

Bu başlık altında mekanik havalandırma seçeneği üzerinde durulmuştur. Mekanik havalandırma fan-coil cihazlarının gece boyunca çalıştırılması yoluyla yapılmaktadır. Bu nedenle bu bölümde elektrik tüketiminden çok gece havalandırmasının ısıtma ve soğutma yüklerine etkisi üzerinde durulacaktır. Daha önce denklem (3.1)'de verdiğimiz havalandırma miktarı eşitliğinde gece havalandırması seçeneği için insan sayısına bağlı terim elenmiş olacaktır. Çünkü gece bina da çalışan kimse olmadığı varsayıldığından havalandırma miktarı sadece taban alanını içeren terime bağlı olarak, fan-coil üniteleri tarafından yapılacaktır.

Gece yapılan havalandırmanın sadece soğutma yüküne değil, temiz hava miktarındaki ortalamaya da olumlu etkisi olacaktır. Gün içinde azalan taze hava miktarı gece havalandırma ile arttırılacaktır. Temiz ya da taze hava miktarındaki

artışın insan sağlığına ve çalışma şartlarına nasıl etki yaptığı çeşitli çalışmalar ile ortaya konmuştur. İç hava kalitesi üzerine yapılan bir çalışmada azalan CO₂ derişikliğinin çalışanlar için daha uygun bir ortam oluşturduğu, çalışanlar üzerine yapılan anketlerle ortaya konmuştur [10]. İç ortam hava kalitesi bu açıdan havalandırma miktarları üzerinde önemlidir ve enerji tüketiminden de önceliğe sahiptir.

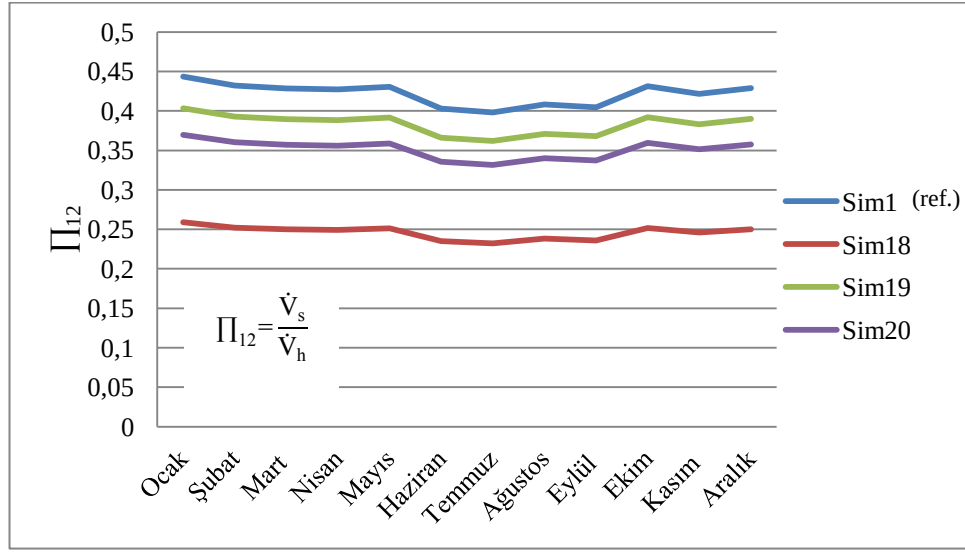
Gece havalandırması seçeneğinin dışında bu bölümde çalışma saatleri içinde arttırılan havalandırma miktarının, ısıtma ve soğutma yüklerine nasıl etki edeceği incelenmiştir. Havalandırma miktarı önce %10 daha sonra %20 arttırılarak iki analiz yapılmış ve sonuçlar referans duruma göre değerlendirilmiştir. Arttırılan havalandırma miktarı, ısıtma ve soğutmada sızan hava miktarının, havalandırma miktarına oranını etkilemektedir (Şekil 4.28). Havalandırma miktarındaki aylık değişim ise Çizelge 4.10’da verilmektedir.

Çizelge 4.10 Arttırılan taze hava ve gece havalandırması miktarları (m³/s).

	Simülasyon18 (Gece havalandırması)	Simülasyon19 (%10 arttırılmış havalandırma)	Simülasyon20 (%20 arttırılmış havalandırma)
Ocak	9,939346	6,377734	6,957528
Şubat	10,270654	6,590332	7,189453
Mart	10,270654	6,590332	7,189453
Nisan	9,928289	6,370673	6,949825
Mayıs	9,608041	6,165166	6,725635
Haziran	10,270654	6,590332	7,189453
Temmuz	10,270654	6,590332	7,189453
Ağustos	9,939346	6,377734	6,957528
Eylül	10,270654	6,590332	7,189453
Ekim	9,608041	6,165166	6,725635
Kasım	10,270654	6,590332	7,189453
Aralık	10,270654	6,590332	7,189453

Çizelge 4.10’dan gece havalandırma yapılması sonucu toplam havalandırma miktarının oldukça yukarı çıktığı görülmektedir. Çalışma saatlerinde taze hava miktarındaki artış, gece havalandırmasındaki havalandırma miktarına göre azda olsa, ısıtma ve soğutma yükleri üzerinde önemli değişikliklere yol açabilir. Gece

havalandırmasındaki artış, çalışma saatleri dışında olduğu için, ısıtma ve soğutma yükleri binanın depoladığı ısı miktarı dolayısıyla değişmektedir.



Şekil 4.28 Farklı havalandırma değerleri için Π_{12} sayısının grafikleri.

Artan havalandırma miktarı Π_{12} boyutsuz sayısının değerlerini referans hale göre düşürmüştür. Özellikle gece havalandırmasını temsil eden Simülasyon18 eğrisi, havalandırma miktarının referans hale göre iki kata yakın arttığını göstermektedir.

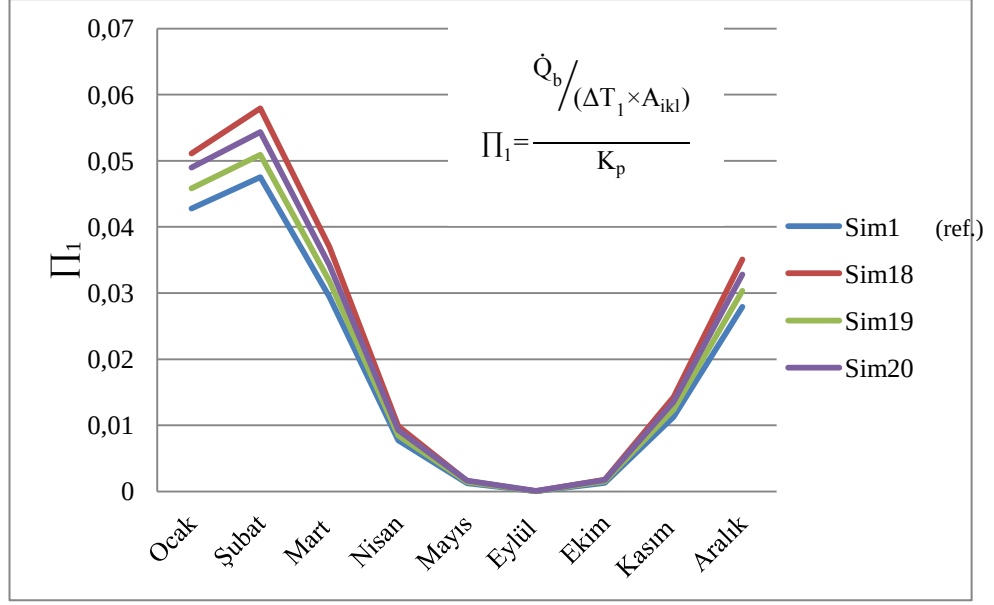
Diğer boyutsuz sayıların hesaplanmasında kullanılacak olan gerekli değişkenler Çizelge 4.11’de sıralanmış olup, bu değerlere göre boyutsuz sayıların hesabı yapılarak grafik eğrileri oluşturulmuş ve referans hal ile karşılaştırılma yapılmıştır.

Π_2 ve Π_6 boyutsuz sayıları güneşlenme ısı kazanç miktarlarında ve mahal tasarım sıcaklıklarında herhangi bir değişiklik olmadığı için tüm simülasyonlarda aynı değişime sahip olmaktadır.

Şekil 4.29’da Π_1 boyutsuz sayısının grafiği görülmektedir. Referans hal diğer şartlara göre ısıtma yükü açısından avantajlı durumdadır. Bu beklenen bir sonuçtur. Kış aylarında artan havalandırma miktarı binaya giren soğuk hava miktarını arttırmış, bu durum ısıtma yüküne olumsuz etki yapmıştır. En yüksek değerleri temsil eden eğri gece havalandırması eğrisidir. Gündüz havalandırmasındaki %10 değerindeki artışlar, ısıtma yüküne doğru orantılı olarak yansımıştır. Bu yansıma gece havalandırması grafiğinde değişmiş, ısıtma yükü havalandırma miktarına oranla daha az artmıştır. Gece yapılan havalandırma daha öncede belirtildiği gibi sadece binada depolanan ısı miktarını etkilemektedir. Bu durum ısıtma yükünü dolaylı olarak etkiler.

Çizelge 4.11 Farklı havalandırma miktarları için değişken değerleri.

	Simülasyon18 (gece havalandırması)				Simülasyon19 (havalandırmada %10 artış)				Simülasyon20 (havalandırmada %20 artış)			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	156684	-	-	162623	140582	-	-	158934	150145	-	-	158938
Şubat	177719	-	-	161221	156165	-	-	157403	166733	-	-	157409
Mart	113320	-	-	153845	97510,2	-	-	150037	104985	-	-	150040
Nisan	30320	95603,9	1,422972	195078	25996,5	110249	1,654433	193500	28422,2	106246	1,598642	193530
Mayıs	4922,69	205043	3,08488	197832	4441,32	222489	3,377113	196587	5043,77	219831	3,342129	196646
Haziran	-	366011	5,674313	226155	-	384863	6,03386	225216	-	384497	6,029043	225481
Temmuz	-	478308	7,648236	242557	-	494702	8,022348	241634	-	497497	8,062919	242308
Ağustos	-	486923	7,865385	241644	-	502866	8,239977	240837	-	507125	8,312313	241767
Eylül	181,458	325954	4,981256	227781	160,945	342228	5,277997	226378	212,47	341215	5,263575	226581
Ekim	5410,95	156497	2,323588	204343	4674,56	169513	2,533046	203027	5331,65	166764	2,496422	203011
Kasım	43823,5	-	-	164912	38012,8	-	-	161123	41600,4	-	-	161125
Aralık	107552	-	-	169894	93008,8	-	-	166090	100633	-	-	166093



Şekil 4.29 Farklı havalandırma miktarları için Π_1 sayısının grafikleri.

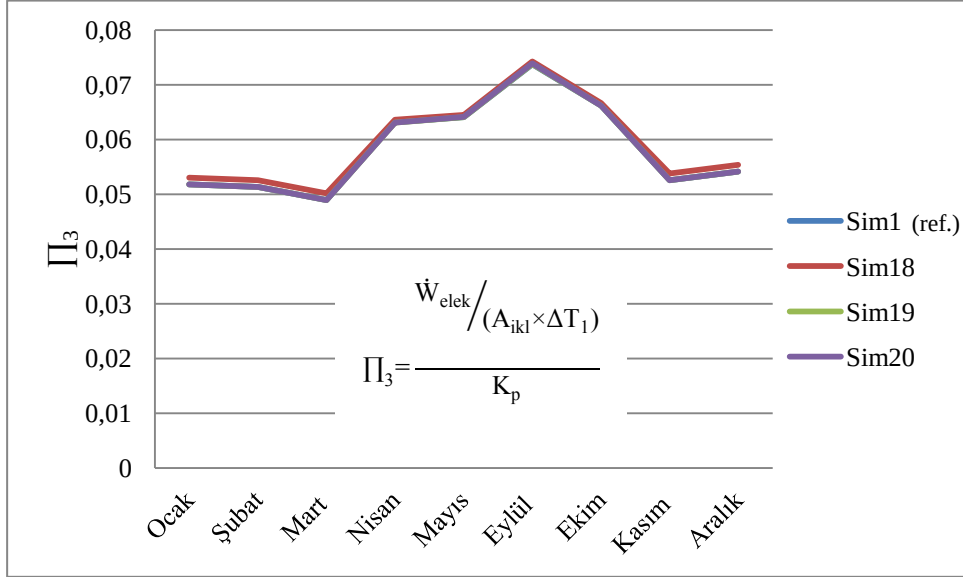
Şekil 4.29'dan çıkarılacak olan diğer bir sonuçta nisan, mayıs, eylül, ekim gibi geçiş aylarında havalandırma miktarı ısıtma yüklerini diğer aylara nispeten fazla etkilememiştir. Gece havalandırması şubat ayında ısıtma yükünü referans değere göre %22 arttırmıştır. Gündüz havalandırma miktarlarının %10'ar artırımını şubat ayı için ısıtma yüklerini sırasıyla %7,17 ve %14,43 arttırmıştır. Bu değerlere bakıldığında binada depolanan ısı miktarının ısıtma yükleri üzerinde önemli derecede etkili olduğu açıktır.

Π_3 ve Π_4 boyutsuz sayılarının grafikleri ısıtma dönemine ait elektrik tüketimindeki değişimler ile ilgili bilgi vermektedir. Şekil 4.30'da Π_3 ve Şekil 4.31'de Π_4 boyutsuz sayılarının grafikleri görülmektedir.

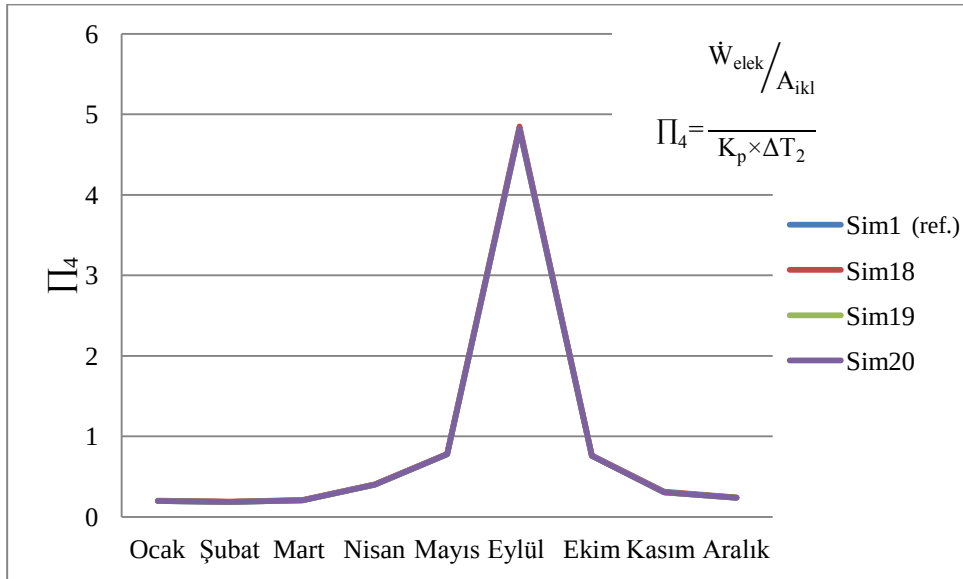
Şekil 4.30'dan gece havalandırması sonucu elektrik tüketiminde fark edilir bir artış gözlenmektedir. Bu artış ofislerde fan birimlerinin çalıştırılması ile alakalı olup, ısıtma yükünün etkisi burada daha az önemdedir. Bu durum gece havalandırmasını temsil eden eğri dışında, geri kalan simülasyon eğrilerinin referans değerleri temsil eden eğriyle çakışmasından da anlaşılabilir.

Şekil 4.31'den neredeyse bütün eğrilerin üst üste geldiği görülmektedir. Fakat elektrik tüketimleri birbirinden farklıdır. Bu noktada dış ortam havasının etkili olduğu görülmekte, havalandırma miktarı kadar dış ortam havasının da Π_4 boyutsuz sayısı üzerinde etkili olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle tüm simülasyon

değerleri elektrik tüketimlerdeki farklılıklara rağmen birbirlerine yakın değerler çıkmıştır.



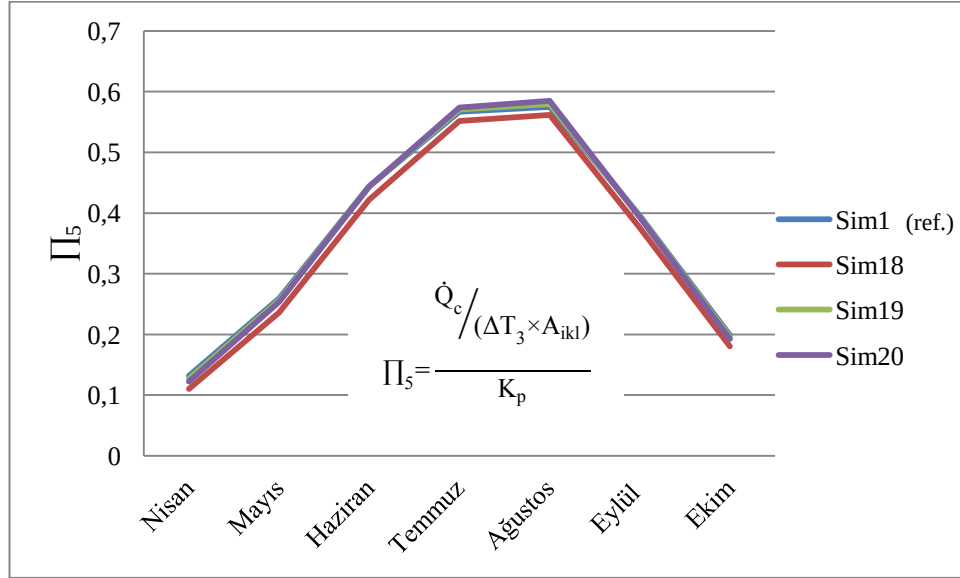
Şekil 4.30 Farklı havalandırma miktarları için Π_3 sayısının grafikleri.



Şekil 4.31 Farklı havalandırma miktarları için Π_4 sayısının grafikleri.

Değişen havalandırma miktarlarının soğutma yükü üzerindeki etkisi Şekil 4.32'de verilmektedir. Gündüz taze hava miktarı için sırasıyla %10 ve %20 arttırılan havalandırma değerleri, özellikle nisan ve mayıs ayları gibi hem ısıtma hem soğutma yapılan dönemlerde soğutma yüklerini azaltmıştır. Aynı durum eylül ve ekim ayları için de geçerlidir. Yapılan gece havalandırması sonucunda, tüm yıl için su soğutma grubunun elektrik tüketimi referans değere göre %3,09 azaltmıştır. Gece havalandırması bariz bir şekilde soğutma yükünü azaltmıştır. Çalışma saatlerinde

arttırılan havalandırma miktarının ise soğutma yükünü fazla etkilemediği söylenebilir. Çalışma saatlerinde havalandırma artışı olmasına rağmen, soğutma yükünün ılıman aylarda iyileşme göstermesinin sebeplerinden biri çalışma saatlerinin bir kısmında güneşin etkili olmaması yani ortalama dış ortam sıcaklığının düşmesidir. Bu saatler sabah 07: 00-08: 00 ve akşam 18: 00-21: 00 olarak gösterilebilir. Sabah düşük olan hava sıcaklığı havalandırmadaki artışlar ile binanın soğumasına yardım etmektedir. Aynı durumu akşam saatleri için de söylenebilir.

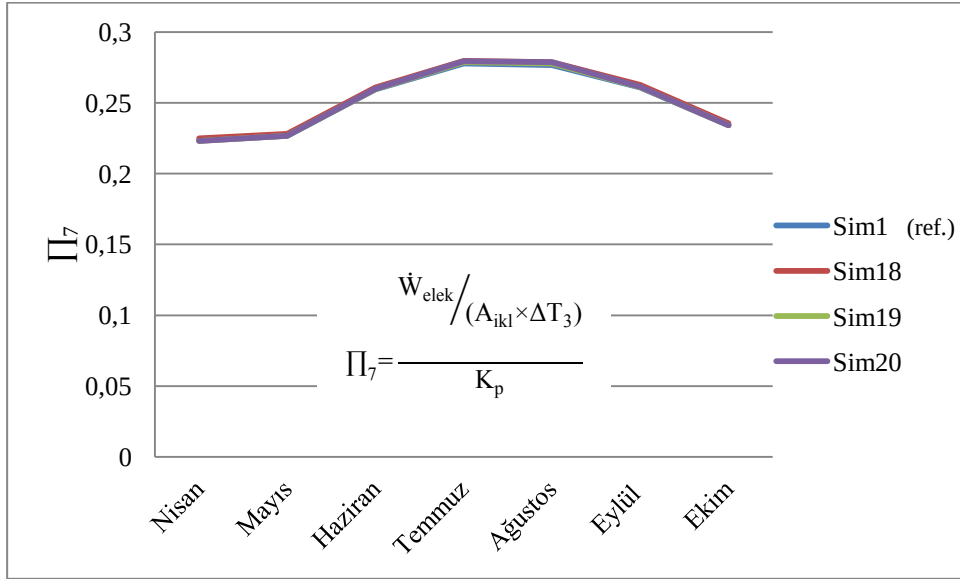


Şekil 4.32 Farklı havalandırma miktarları için Π_5 sayısının grafikleri.

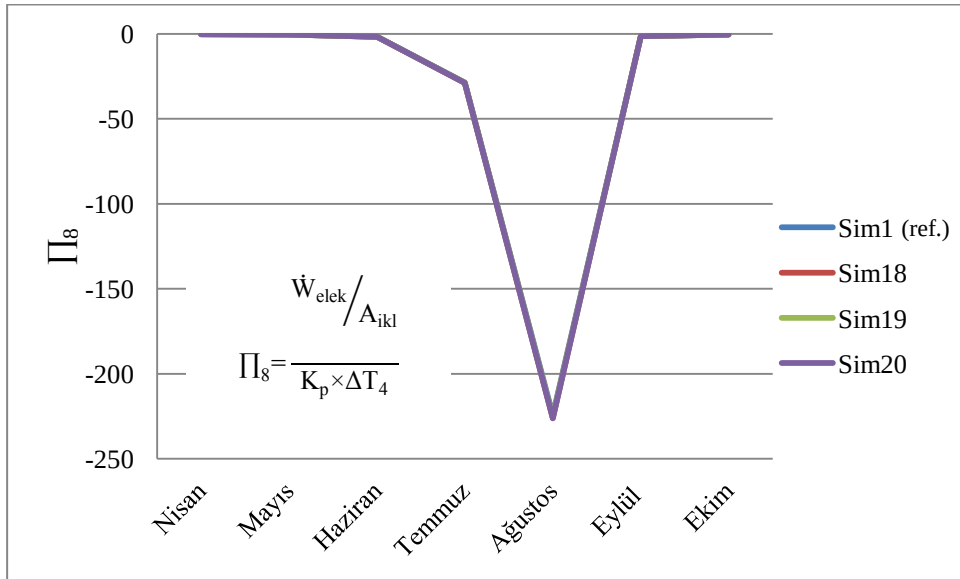
Şekil 4.33 ve 4.34 farklı havalandırma miktarları için soğutma dönemine ait elektrik tüketimi bilgilerini vermektedir. Özellikle simülasyon18 eğrisinin de diğer eğrilerle aynı değerlerde olması, gece havalandırması ile fanların elektrik tüketimindeki artışın, azalan soğutma yükünün getirdiği elektrik tasarrufunu dengelemesinden kaynaklanmaktadır. Gece havalandırması sonucu, su soğutma grubu için azalan elektrik tüketimi toplam tüketimi azaltırken, gece fanların çalışması sonucunda toplam elektrik tüketimi %1,25 artmıştır. Bu açıkça göstermektedir ki mekanik havalandırma yerine, yapılacak olan doğal havalandırma soğutma yükünü azaltacağı gibi elektrik yükünü de kayda değer bir şekilde azaltacaktır. Bu nedenle doğal havalandırma uygulaması fanların çalışmadığı bir uygulama olduğundan, uygulanması fayda getirecek olan pasif bir yöntemdir denilebilir.

Şekil 4.33 ve 4.34'den anlaşılabileceği üzere, çalışma saatlerinde taze hava miktarındaki artışlar, elektrik yüküne yaz aylarında dahi önemli oranda değiştirmemiştir. Yaz aylarında dahi, bu oranın fazla olmamasının nedeni, daha önceden de belirtildiği gibi

çalışma saatlerinin bir bölümünde dış ortam havasının sıcaklığının, güneşin etkinliğini kaybetmesi ile azalmasıdır.



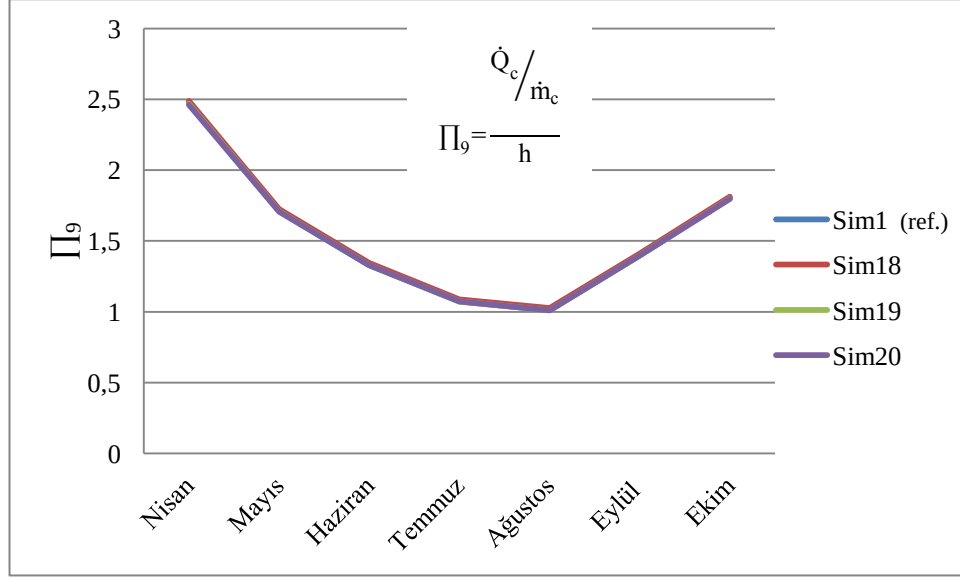
Şekil 4.33 Farklı havalandırma miktarları için Π_7 sayısının grafikleri.



Şekil 4.34 Farklı havalandırma miktarları için Π_8 sayısının grafikleri.

Soğutma dönemine ait gereken son boyutsuz sayı da Π_9 sayısı olup, soğutma suyu debisi hakkında fikir verebilir. Π_9 sayısının grafikleri Şekil 4.35'de verilmektedir. Soğutma yükünün artışı ya da azalışı soğutma suyu debisini de aynı şekilde değiştirmektedir. Bu sebeple Π_9 sayısının grafikleri birbirine çok yakındır. Eğrilerin yaz aylarında düşmesinin sebebi dış hava entalpisi değerlerinin bu dönemde artmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.35’de tüm simülasyon eğrilerinin üst üste geldiği fakat simülasyon18’i temsil eden eğrinin kısmen daha yukarıda olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, soğutma yükündeki azalmanın, soğutma suyu debisindeki azalmaya oranla daha az olmasıdır. Azalan soğutma suyu debisi, pompaların daha az çalıştığı yani pompalar tarafından tüketilen elektriğin azaldığı anlamına da gelmektedir.



Şekil 4.35 Farklı havalandırma miktarları için Π_9 sayısının grafikleri.

Bu noktaya kadar ortaya konan veriler göstermiştir ki temiz hava miktarının %10 ile %20 arasında artırılması soğutma dönemi olarak ele aldığımız zamanda ve hem ısıtma hem soğutma yapılan zamanlarda toplam enerji tüketimine önemli ölçüde etki etmemiştir. Taze hava miktarındaki artış özellikle ocak, şubat ve aralık aylarında ısıtma ihtiyacını önemli ölçüde arttırmıştır. Bu artış gece yapılan havalandırmada da görülmektedir. Öte yandan gece yapılan mekanik havalandırma bina ortalama sıcaklığını düşürmeye yönelik olup, yaz aylarındaki soğutma yükünü ve buna bağlı elektrik tüketimini azaltmıştır. Fanların gece de çalıştırılması ek bir elektrik yükü getirmiş olsa da mekanik havalandırma yerine, yapılacak olan doğal havalandırma bu olumsuzluğu da ortadan kaldıracaktır.

4.4.2 Pasif önlemlerin analizi

4.4.2.1 Farklı cam tabaka sayısı ve farklı hava boşluğu mesafesi için simülasyon sonuçları ve analizi

Burada bina pencerelerine ilave cam yerleştirilmesinin ve hava boşluğu mesafelerinin, ısıtma ve soğutma yüklerine ayrıca elektrik tüketimine etkisi

incelenecektir. Toplamda 4 farklı seçenek için simülasyon yapılmıştır. Çizelge 4.12’de analizlerde kullanılan cam adetleri ve hava boşluğu mesafeleri verilmektedir.

Çizelge 4.12 Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için yapılan simülasyonlar.

	Simülasyon9	Simülasyon10	Simülasyon11	Simülasyon12
Cam Adedi	2	3	3	3
Camlar Arası Mesafe (mm)	16	6	9	12

Referans binada cam adedini 2, camlar arası mesafeyi 12 mm olarak tanımlanmıştı. Pencereleere yerleştirilen ilave cam 6 mm kalınlığında olup, mahal tarafına yerleştirilmiştir. İlave camın termofiziksel özellikleri Çizelge 3.2’de verilen değerleri içermektedir. Bu bölümde simülasyonlarda camlar arası mesafe ve cam adedi değişikliğe uğrarken, tüm değişiklikler için camlar arasındaki gaz türü hava olarak kalmıştır. Yapılan değişiklikler hem K_p değerini hem de pencerenin kalınlığını (L_p) değiştirecektir. Bunun yanı sıra, güneş ısı kazanç katsayısı (SHGC) değeri de etkilenecektir. Bu durum da güneşten kazanılan ısı kazancında ve gün ışığından yararlanma miktarlarında azalma meydana gelecektir.

K_p ve L_p değerlerinin farklı olması ısıtma ve soğutma dönemleri için ortak boyutsuz sayılardan olan Π_{10} ve Π_{16} sayısının yıl boyunca geçerli olacak farklı değerler alacağı anlamına gelmektedir. Geri kalan ortak boyutsuz sayılar referans olarak alınan simülasyondaki boyutsuz sayılar ile tamamen aynı kalacaktır. Çizelge 4.13’de K_p ve L_p değerleri yapılan simülasyonlar için verilmektedir. Çizelge 4.14’de Π_{10} ve Π_{16} boyutsuz sayılarının farklı simülasyonlardaki ve referans haldeki değerleri ile birlikte, sadece camlara ait toplam ısı geçiş katsayıları U (W/m^2K) verilmektedir.

Çizelge 4.13’de verilen K_p ve L_p değerleri alana dayalı ortalama değerlerdir ve boyutsuz sayıların hesabında kullanılacak olan değerlerdir. Çizelge 4.14’de verilen toplam ısı geçiş katsayıları sadece camlar için verilen değerler olup, çerçevelerin de hesaba alan oranlarına göre katılmasıyla değerler Çizelge 4.13’deki gibi olmaktadır. Bu bölüm için elde edilecek boyutsuz sayılar için gerekli diğer değişken değerleri Çizelge 4.15’de sıralanmıştır.

Cam katmanlarının sayısının artması güneş ışınlamından yararlanmayı önemli ölçüde azaltmaktadır. Dolayısıyla 3 camlı pencereler için daha önce referans hal için verilen

güneş ısı kazancı değerleri değişecektir. Bu değerler de Çizelge 4.16’da verilmiştir. Tüm 3’lü cam seçenekleri için bu değerler geçerlidir. Çünkü aradaki hava boşluğu mesafeleri güneş ısı kazanç miktarlarını etkilememektedir.

Çizelge 4.13 Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için K_p , L_p ve SHGC değerleri.

	K_p (W/m ² K)	L_p (m)	SHGC
Simülasyon1	2,7208322	0,0295492	0,45
Simülasyon9	2,7099201	0,0335492	0,45
Simülasyon10	2,2143292	0,0355492	0,346
Simülasyon11	1,9888125	0,0415492	0,345
Simülasyon12	1,8696888	0,0475492	0,344

Çizelge 4.14 Farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafeleri için Π_{10} , Π_{16} ve U değerleri.

	Π_{10}	Π_{16}	U (W/m ² K)
Simülasyon1	0,276325089	0,078161755	2,693
Simülasyon9	0,277437774	0,088742313	2,681
Simülasyon10	0,339531358	0,094032592	2,136
Simülasyon11	0,378031715	0,109903429	1,888
Simülasyon12	0,402117294	0,125774265	1,757

Çizelge 4.16 incelendiğinde, 3 adet cama sahip pencereler için güneşten olan ısı kazançlarının, referans binadaki güneş ısı kazançlarından önemli ölçüde az olduğu görülmektedir ve bu durum aydınlatma kalitesini korumak için aydınlatmada tüketilecek olan elektrik miktarını arttıracaktır.

Şekil 4.36 farklı cam adedi ve camlar arası hava boşluğu mesafesi için Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri görülmektedir. Π_1 boyutsuz sayısının aylara göre değişimi genel olarak birbirine benzemekle beraber her hal farklı değerleri temsil etmektedir. Karakteristik olarak değişimlerin benzer olmasının en önemli sebebi pencerelerden olan toplam ısı kayıplarının ve güneş ışınlımından kaynaklanan ısı kazançlarının, ısıtma yüküne olan etkisinin her halde aynı oranlarda ancak değişen miktarlarda etkilemesidir.

Çizelge 4.15 Boyutsuz sayılarda farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için kullanılacak olan değişkenler.

	Simülasyon9				Simülasyon10			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	127310	-	-	158928	119044	-	-	166972
Şubat	141705	-	-	157396	128547	-	-	167498
Mart	87760,7	-	-	150033	81241,3	-	-	162473
Nisan	23244,3	117328	1,757218	193943	22558,8	117363	1,770735	204492
Mayıs	3831,35	227673	3,453287	196802	3848,36	217679	3,327651	207077
Haziran	-	386780	6,067796	225166	-	368970	5,844658	235706
Temmuz	-	492924	8,005036	241125	-	470137	7,719534	250668
Ağustos	-	499458	8,187278	240048	-	478380	7,946212	248803
Eylül	119,059	344969	5,3231	226401	122,167	331668	5,160443	235339
Ekim	4011,08	174475	2,603946	203216	4010,7	172878	2,599081	210707
Kasım	33689,1	-	-	161121	31149,1	-	-	169816
Aralık	83013,3	-	-	166086	74609,6	-	-	173801

Çizelge 4.15 (devam) Boyutsuz sayılarda farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için kullanılacak olan değişkenler.

	Simülasyon11				Simülasyon12			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	111172	-	-	166950	107316	-	-	166939
Şubat	120026	-	-	167475	115283	-	-	167462
Mart	76471,2	-	-	162453	73863,9	-	-	162442
Nisan	21831,3	123668	1,870738	205161	21461,4	127454	1,931212	205364
Mayıs	3790,88	222197	3,405508	207418	3758,83	224912	3,452458	207635
Haziran	-	371153	5,892702	235877	-	372423	5,920826	235984
Temmuz	-	471164	7,756086	250738	-	471765	7,777362	250784
Ağustos	-	479235	7,979601	248856	-	479761	7,999424	248895
Eylül	121,714	334382	5,214347	235555	121,479	335960	5,245783	235687
Ekim	3953,9	177125	2,667793	211056	3926,88	179616	2,708288	211252
Kasım	29710	-	-	169797	28948,4	-	-	169787
Aralık	69826,1	-	-	173781	67250,9	-	-	173770

Çizelge 4.16 Üç camlı pencereler için bina toplamında güneş ısı kazançları.

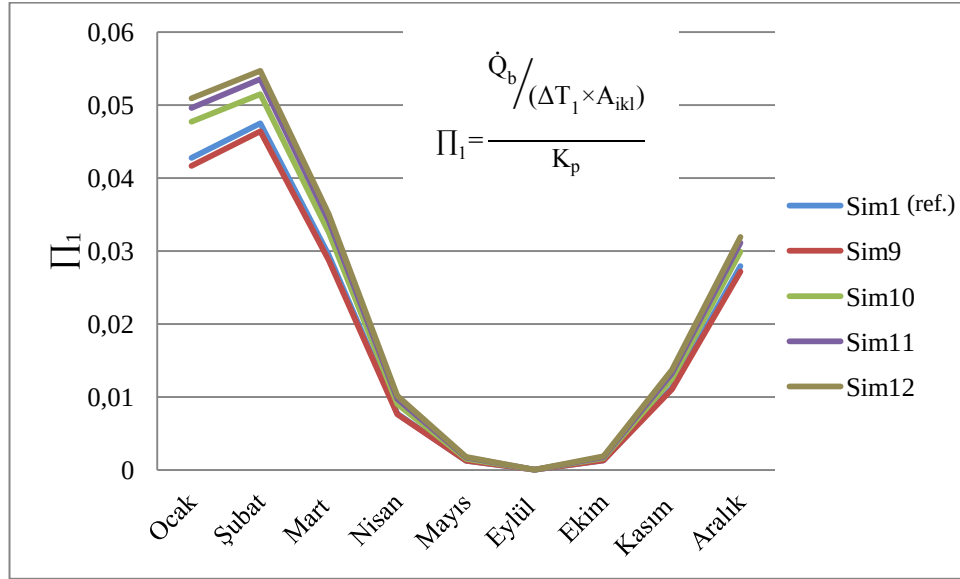
	$\dot{Q}_g (W)$
Ocak	13544,7364
Şubat	16033,7136
Mart	20771,291
Nisan	28137,1127
Mayıs	33960,4284
Haziran	37555,0416
Temmuz	38337,9743
Ağustos	35256,1984
Eylül	31665,5682
Ekim	22050,5665
Kasım	14743,4731
Aralık	10563,1022

Isı kazançlarından biride aydınlatmadan gelen ısı kazancı olup, azalan gün ışığı miktarı aydınlatma ile gelen ısı kazancını arttıracaktır. Bu durum aydınlatma kalitesi ile ilgili olup, azalan güneş ışınımı sonucu azalan aydınlatma seviyesini 500 lux değerine getirmek amacıyla, aydınlatmaya giden elektrik tüketimi dolayısıyla aydınlatmadan kaynaklı ısı kazançları artacaktır. Bu değişim ısıtma ve soğutma yüklerinde farklılıklara yol açacaktır. Genel itibari ile artan cam sayısı ve hava boşluğu mesafesi ısıtma yükünü azaltmaktadır.

Şekil 4.36'yı etkileyen tek faktör ısıtma yükü değildir. Bunun yanında, pencerelerin toplam ısı geçiş katsayıları da geçen ısı miktarını doğrudan etkilemektedir. Boyutsuz sayı üzerinde etkili olan K_p değişkeninin mesafe artışıyla azalması Π_1 değerini arttırmaktadır. Bu nedenle 3 camlı pencereleri temsil eden grafikler azalan ısı yüküne rağmen referans eğriden yukarıda yer almıştır. Çift camlı pencerelerde artan hava boşluğu mesafesi ısıtma yükünü azaltmıştır.

Şekil 4.36'da bir diğer dikkat edilecek noktada, eğrilerin iki grup olarak incelenebileceğidir. Simülasyon1 ve simülasyon9 eğrileri daha düşük değerlere sahipken, geri kalan eğriler daha yüksek değerlere sahip olup, bu gruplar arasındaki en önemli farklardan biri güneş ısı kazanç miktarlarındaki büyük farklardır. Şekil 4.36'da yüksek değerleri temsil eden grafiklere dikkat edildiğinde boyutsuz sayı

değerlerinin artış miktarlarında belli ölçüde azalma görülmektedir. Bu durum hava boşluğu mesafesinin belli değerden sonra etkisindeki azalmayı göstermektedir.

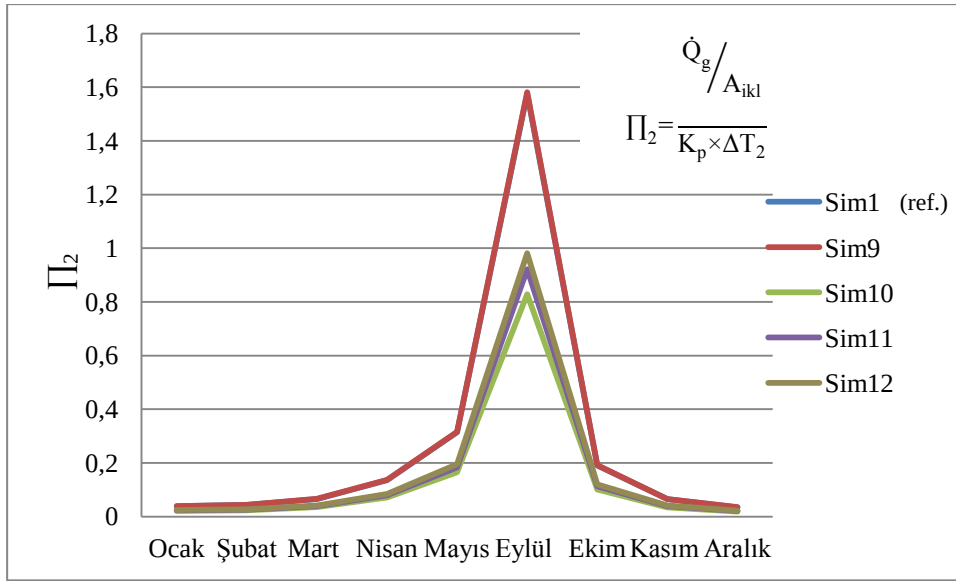


Şekil 4.36 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_I boyutsuz sayısı.

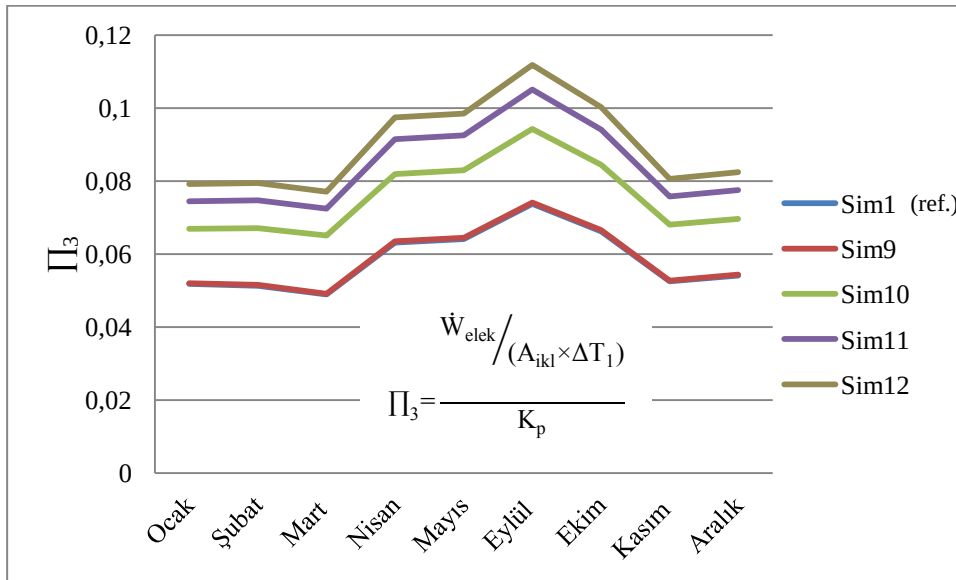
Yapılan simülasyonlar sonucunda referans hal için yıllık 1.347,12 GJ olan kazan kapasitesi çift camlı pencerelerde camlar arası mesafenin 16 mm'ye çıkarılması ile %2,75 oranında azalmıştır. 3 cam adedine sahip pencerelerde kazan kapasitesi referans değere göre 6 mm hava boşluklu camlarda %10,34, 9 mm hava boşluklu camlarda %15,77 ve 12 mm hava boşluklu camlarda %18,65 azalmıştır.

Güneş ısı kazanç miktarlarındaki değişim Şekil 4.37'den görülebilir. Bu grafikte de benzer şekilde iki farklı gruplanma görülmektedir. Simülasyon9 eğrisi neredeyse referans hal ile birebir çakışmakta olduğundan tek grafik görülmekte, diğer grafikler güneş ısı kazanç miktarları cam sayısının artması ile azaldığından alt grubu oluşturmaktadırlar. Şekil 4.37'de alt gruptaki farklılıklar K_p değerindeki farklılıklardan kaynaklanmakta olup, simülasyon10'dan simülasyon12'ye pencere yoluyla geçen ısı geçişinin gittikçe azaldığını göstermektedir. Eğrilerin özellikle eylül ayında yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir. Bu durum güneş ısıtım miktarlarının ısıtma dönemi için en fazla eylül ayında olduğunu söylemektedir.

Isıtma döneminde sorgulanması gereken boyutsuz sayılardan biride Π_3 sayısı olup, bu sayının grafikleri Şekil 4.38'de verilmiştir. Verilen grafikler farklı pencere yapıları için elektrik tüketimindeki değişim hakkında bilgi vermektedir.



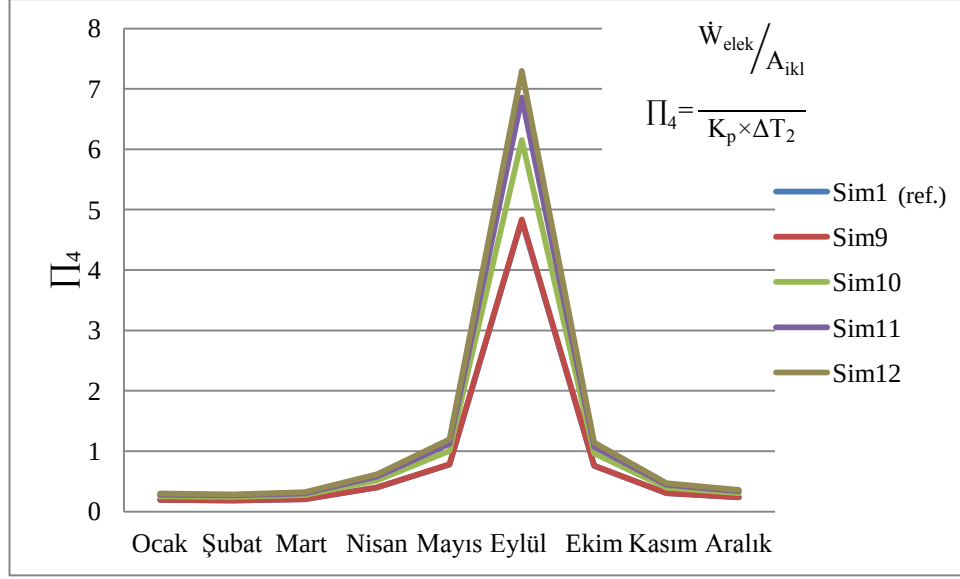
Şekil 4.37 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_2 boyutsuz sayısı.



Şekil 4.38 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_3 boyutsuz sayısı.

Şekil 4.38'de verilen grafik genel anlamda elektrik tüketimi hakkında bilgi vermekte olup, referans hal ve simülasyon9 eğrilerinin yine ayrı bir grup oluşturduğu görülmektedir. Bu grafikteki gruplaşmada K_p ve elektrik tüketimi ve özellikle aydınlatmadaki elektrik tüketimindeki artış rol oynamaktadır. Yine bu grafikte Şekil 4.36'da olduğu gibi üst gruplaşmadaki artış giderek azalmaktadır. Yani simülasyon11 grafiği simülasyon10 grafiğine nazaran simülasyon12 grafiğine daha yakındır. Bu yaklaşma toplam ısı geçiş katsayısının değişimi ile alakalıdır.

Elektrik tüketimindeki değişimler hakkında bilgi verecek olan diğer bir boyutsuz sayıda Π_4 boyutsuz sayısıdır. Bu sayıya ait grafikler Şekil 4.39'da verilmiştir.

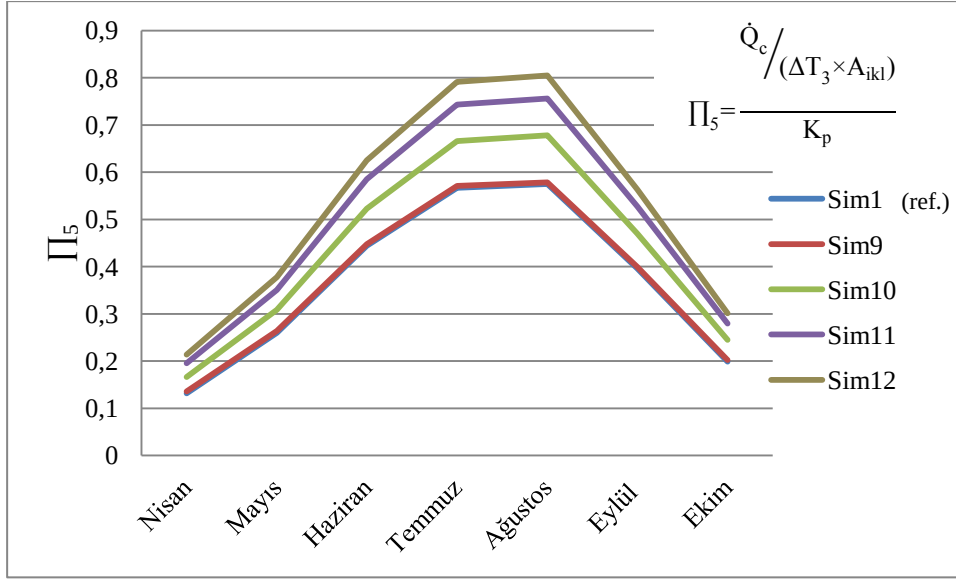


Şekil 4.39 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_4 boyutsuz sayısı.

Π_4 sayısının grafiklerinde de 3 cam adetli pencereler ve çift camlı pencereleri temsil eden grafikler arasında benzer şekilde gruplaşma görülmekle birlikte, Π_3 sayısının grafiklerinden farklı karakterde olmasının sebebi Π_4 sayısında sıcaklık değişkeni olarak dış ortam sıcaklığı kullanılırken, Π_3 sayısında sıcak su tasarım sıcaklığı değişken olarak kabul edilmektedir. Fakat bu boyutsuz sayı grafikleri ayrı yorumlandığında elektrik tüketimi hakkında benzer verileri sunacaklardır. Şekil 4.38 ve 39’da grafiklerin sıralanışı bunun böyle olduğunu göstermektedir. Π_2 boyutsuz sayısının grafikleri hatırlandığında eylül ayında değerlerde sıçrama mevcuttu, benzer sıçramanın Şekil 4.39’da mevcut olduğunu görebiliriz ki bu artan güneş ışıınının soğutma yüküne dolayısıyla elektrik yüküne nasıl etki ettiği hakkında bir fikir verir.

Soğutma yükündeki değişimler Π_5 sayısının grafikleri incelenerek daha net anlaşılabilir. Şekil 4.40’da verilen grafikler soğutma ile ilgili olarak daha net bilgiler vermektedir.

Cam sayısının artması ofislerin güneş ışıınınından yararlanmalarını azaltacak, fakat soğutma yükünde iyileşmeler sağlayacaktır. Bu noktada dikkat edilmesi gereken aydınlatma için harcanan elektrik miktarındaki artış olacaktır. Çift camlı pencerelerde yıllık aydınlatma için tüketilen enerji miktarı 1.760,6 GJ olurken 3 camlı pencerelerde bu miktar 2.136,39 GJ olmaktadır. Bu durum soğutma yükünün değerlerinin artımına katkıda bulunmaktadır.



Şekil 4.40 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_5 boyutsuz sayısı.

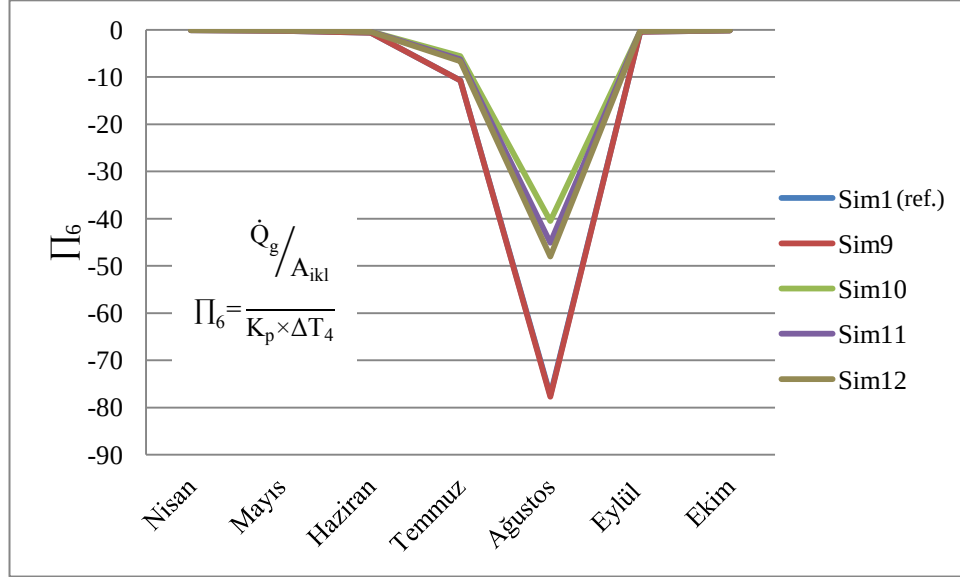
Şekil 4.40’da simülasyon9 değerlerinin referans simülasyondan biraz daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni iç ortama nüfuz eden güneş ışınımı değildir. Asıl sebep artan camlar arası mesafenin soğutma yüküne olumsuz etkisi ve K_p değerindeki azalmadır. Bu değişken özellikle binanın gece soğumasına olumsuz etki yapmaktadır. Bunun yanında artan camlar arası mesafe değerleri gündüz olan ısı kaybını nispeten azaltsa dahi, hava boşluğu mesafesi ve cam adedinin artışı binanın daha fazla ısı depolamasına ve dolayısıyla bina ortalama sıcaklığının güne daha yüksek sıcaklıklarda başlamasına sebep olmaktadır. Ayrıca camlardaki bu ısı depolama kapasitesinin artışı nispi olarak azalan ısı geçişi değerlerini olumsuz etkilemektedir. Artan hava boşluğu kalınlığı cam etrafında ve yakınındaki sıcaklık değerlerinin yükselmesine sebep olur. Tüm bu olumsuzluklara karşın 3 cama sahip pencere yapıları soğutma yükünü azaltıcı etki göstermektedir.

3 cam adedine sahip pencereleri temsil eden simülasyon değerlerinin büyük olmasının sebebi, soğutma yükünün artışından değil K_p değerindeki değişimden kaynaklanır. Fakat nisan ayı için soğutma yükü 3 cama sahip pencerelerde çift camlı pencerelere nazaran ufak bir artış göstermiştir. Aynı durum bazı simülasyon seçenekleri için ekim ayında da mevcuttur. Bu durum ısı kazançlarındaki değişime ve toplam ısı geçiş katsayısına bağlı oluşmaktadır.

Simülasyon11 ve simülasyon12’nin soğutma yükü değerlerinin birbirine çok yakın olmasına rağmen, bu iki simülasyon arasındaki tek fark camlar arası hava boşluğu

mesafeleri olup, bu durum sadece pencere toplam ısı geçiş katsayısını değiştirmekte, ancak hava boşluğu mesafesindeki artışın soğutma yüküne faydası olmamaktadır.

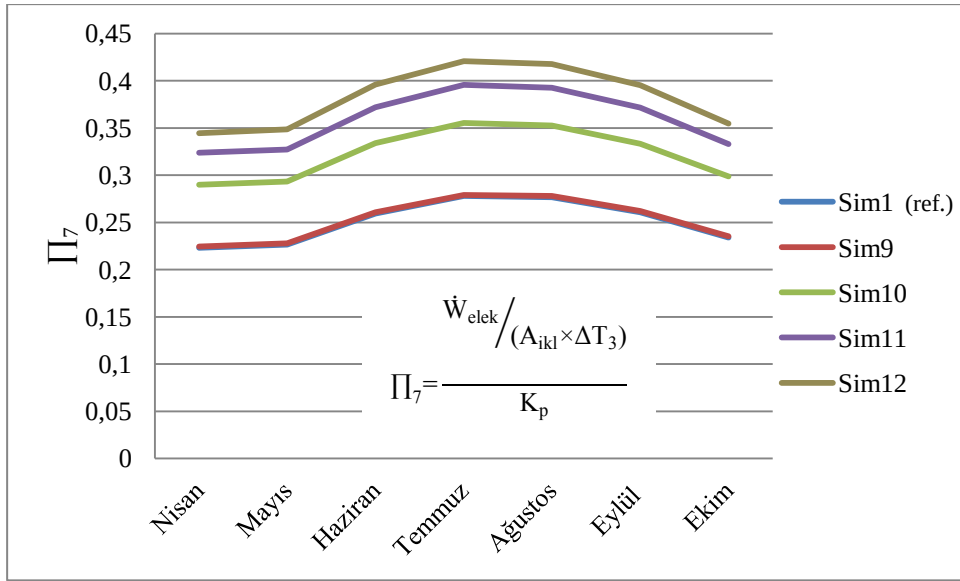
Π_5 boyutsuz sayısı üzerinde güneş enerjisi ışıınımı etkili olmaktadır (Şekil 4.41). Çift camlı pencerelerde ofislerin güneş ışığından daha fazla yararlandıkları açık olarak grafiklerde görülmektedir.



Şekil 4.41 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_6 boyutsuz sayısı.

Elektrik tüketimi soğutma yüküyle bağlantılı olduğundan Π_7 ve Π_8 boyutsuz sayılarının grafikleri soğutma yüküyle ilgili verileri de içermektedir. Şekil 4.42’de Π_7 sayısının grafikleri görülmektedir. Şekil 4.42’den çift camlı pencerelerin 3 camlı pencerelere göre toplam elektrik tüketimi açısından avantajlı durumda olduğu görülmektedir. Aynı zamanda 3 camlı pencereleri temsil eden grafiklerden görülmektedir ki cam aralarındaki hava boşluğu mesafesinin artışı elektrik tüketimine olumsuz etki yapmıştır. Camlar arasındaki hava boşluğu mesafesinin artışı çift camlı ve 3 camlı pencerelerde soğutma yüklerine dolayısıyla elektrik yüklerine olumsuz etki yapmıştır.

Referans halde su soğutma grubu 1.209,23 GJ elektrik tüketirken, camlar arasındaki hava boşluğunun 12 mm’den 16 mm’ye çıkarılması bu tüketimi %0,3 arttırmıştır. 3 camlı pencerelerde ise su soğutma grubu elektrik tüketimi referans değere göre, 6 mm hava boşluğu için %4,21, 9mm hava boşluğu için %3,79, 12 mm hava boşluğu için %3,57 azalmıştır. Değerlerden anlaşılacağı üzere artan hava boşluğu değerleri soğutma yükünü olumsuz yönde etkilemiştir.



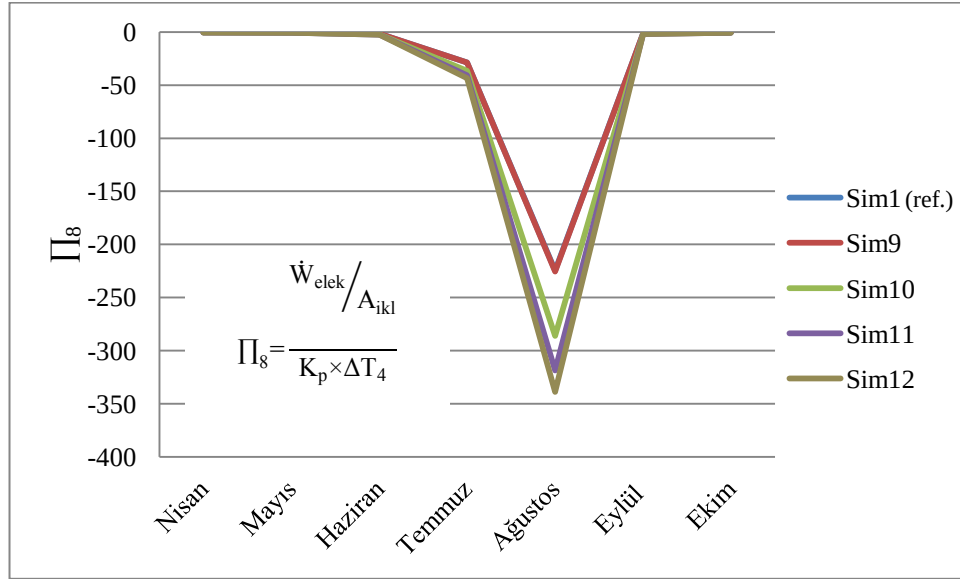
Şekil 4.42 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_7 boyutsuz sayısı.

Hem Şekil 4.42 hem de Şekil 4.43'deki değerler açık olarak 3 camlı pencerelerin elektrik enerjisi tüketimini olumsuz etkilediğini ortaya koymaktadır. Bunun yanında soğutma yükleri yıllık olarak 3 camlı pencerelerde azalma göstermektedir. Fakat elektrik tüketimi aydınlatma ihtiyacı arttığı için artmaktadır. Diğer önemli bir sonuç hava boşluğu mesafesindeki artırımlar, ısıtma yükünü olumlu, soğutma yükünü ise olumsuz yönden etkilemektedir. Kış aylarında ısıtma tüketiminin düşüşüne bağlı olarak elektrik tüketimi çok az miktarda azalmaktadır. Fakat bu durum diğer aylardaki enerji artışını dengeleyecek seviyede değildir.

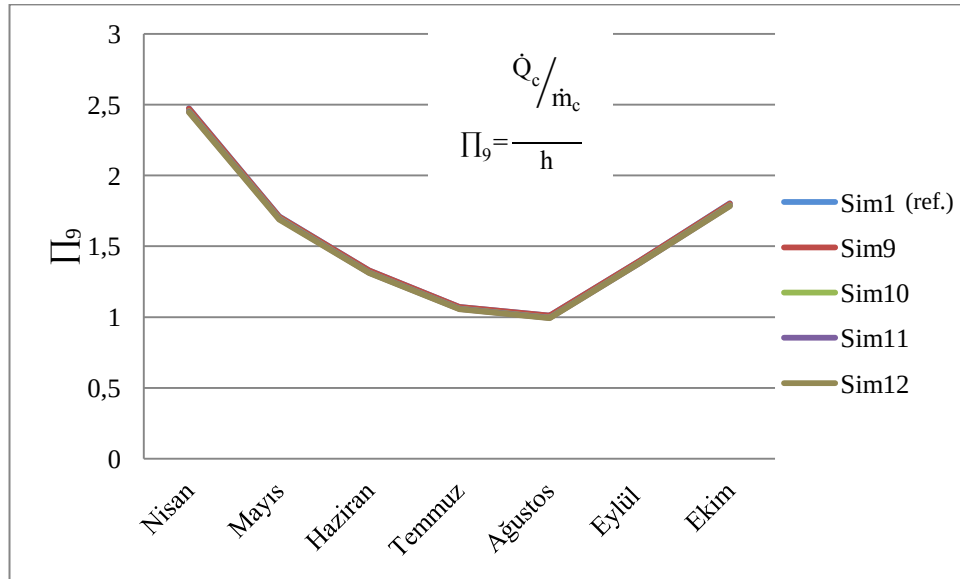
Çift camlı pencerelerde camlar arası hava boşluğu mesafesinin 12 mm'den 16 mm'ye çıkarılması, toplam elektrik tüketimini %0,064 arttırmıştır. Bu artış soğutma yükünden kaynaklanmaktadır. 3 camlı pencerelerde ise toplam elektrik tüketimi referans tüketime göre, 6 mm hava boşluk mesafeli camlarda %4,93, 9 mm hava boşluklu camlarda %5,01 ve 12 mm hava boşluklu camlarda %5,05 artmıştır. Referans değere göre bu artış aydınlatma elektrik sarfiyatının artması ile alakalı olup, hava boşluğu mesafesinin artmasıyla yüzde değerlerinin artışı, soğutma yükünün artışından kaynaklanmaktadır.

Soğutma döneminde, birim soğutma suyu debisi için harcanan enerjinin, birim dış hava enerjisine olan oranının aylara göre değişimi hemen hemen sabit kalmaktadır (Şekil 4.44). Bundan dolayı farklı simülasyonlar için bu grafiklerden anlamlı sonuçlar ortaya koymak zordur. Özellikle temmuz ve ağustos aylarına doğru soğutma

yükleri artmasına rağmen, artan dış ortam sıcaklık ve nem değerlerine bağlı olarak bu oran önemli ölçüde azalmaktadır.



Şekil 4.43 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_8 boyutsuz sayısı.



Şekil 4.44 Farklı cam adedi ve hava boşluğu mesafeleri için Π_9 boyutsuz sayısı.

Ortaya konulan yük değişimlerinin yanında 3 camlı pencerelerde fazladan kullanılan cam ve artan işçilik, maliyetleri arttıracaktır. Bu nedenle ısıtma ve soğutma yükündeki iyileşmelere karşın aydınlatmadaki elektrik ihtiyacı artışı, işçilik ve malzeme maliyetlerindeki artış 3 camlı pencereleri dezavantajlı hale getirir. Çift camlı pencerelerde artan hava boşluğu mesafesi ısıtma yükünü olumlu etkilemesine karşın soğutma yükünü olumsuz etkilemektedir. Bu durum elektrik tüketimine yansımaktadır.

Camların toplam ısı geçiş katsayılarının azaltılması pasif bir önlem gibi sunulabilir. Fakat yapılan analizler ortaya koymuştur ki camlar arasında hava boşluğu mesafesi artışı soğutma yüklerini, cam adedindeki artış aydınlatmayı olumsuz yönde etkilemektedir. Buna ek olarak her üretilen cam için de ayrıca enerji harcandığı, dolayısıyla bu durumun CO₂ emisyonunu daha da arttıracadığı unutulmamalıdır.

Soğutma yüklerini azaltmak amacıyla, güneş ısı kazancını azaltmaya yönelik, özellikle yaz aylarında farklı önlemler almak mümkündür. Jaluzi gibi gölgeleme sistemlerinin gün ışığının aydınlatmada fazlasıyla yeterli olduğu saatlerde kullanılması ile soğutma yükünde ve iç ortam konforunda iyileşmeler sağlanabilir. Bu sistemler daha pratik ve 3 camlı pencerelere göre düşük yatırım maliyetli olacaktır.

4.4.2.2 İlave yalıtım seçeneklerinin analizi

Bu bölümde ilave olarak yerleştirilen yalıtım malzemesinin ve bu malzemenin kalınlığının enerji tüketimini nasıl etkilediği irdelenmiştir. İlave yalıtım malzemesi sadece bina dışında güneş alan opak yüzeylere yerleştirilmiştir. Analizlerde ilave yalıtım tabakası bina dış kabuğunda, şekil 3.2’de bina dış yüzeyleri olarak adlandırdığımız yapıda alüminyum kompozit ile hava boşluğu arasına, ilk ve son kattaki dış yüzeylerde sıva ile yalıtım malzemesi arasına, pencerelerin yerleştirildiği dış yüzeylerde dış ortam tarafında sıva ile tuğla arasına, çatıda ise suni çim olarak tanımladığımız malzeme ile koruma betonu malzemesi arasına yerleştirilmiştir. İlave yalıtım kalınlıkları 4 cm, 5 cm, 6cm, 7cm ve 8 cm olarak alınmış, toplamda 5 analiz yapılmıştır. Binada zaten mevcut olan yalıtım malzemeleri üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

Bu bölümde kullanılan ilave yalıtım malzemesinin özellikleri daha önceden izelge 3.1’de verilen EPS 16 malzemesi ile birebir aynıdır. Yeni yalıtım tabakasının eklenmesi ile K_{dd} ve L_{dd} değerleri her simülasyonda farklı olacaktır. Bu değerler izelge 4.17’de sıralanmış olup, K_{dd} değerleri önceki bölümlerde belirtildiği gibi malzemelerin temas ısı direnci göz önüne alınarak hesaplanan değerlerdir.

Çizelge 4.17’deki değerler kullanılarak bu bölümde gerekli olacak olan ortak boyutsuz sayılardan Π_{10} , Π_{16} ve Π_{17} ’nin değerleri her simülasyon için yıllık olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar izelge 4.18’de verilmektedir. Bu sayılara ait değerlere

bakılarak diğer boyutsuz sayıların grafikleri üzerinde daha doğru yorumlar yapılabilir.

Çizelge 4.17 Farklı ilave yalıtım kalınlıklarında dış duvar kalınlığı ve dış duvar toplam ısı geçiş katsayılarının değerleri.

	Sim13	Sim14	Sim15	Sim16	Sim17
K_{dd} (W/m ² K)	0,4005832	0,3622139	0,3310368	0,3048681	0,2828553
L_{dd} (m)	0,4180519	0,4280519	0,4380519	0,4480519	0,4580519

Cam özelliklerinin değişiminin incelendiği bir önceki bölümde Π_{10} ve Π_{16} boyutsuz sayılarındaki artışın ısıtma, soğutma ve elektrik tüketim yüklerini temsil eden boyutsuz sayıları nasıl etkilediği grafikler yolu ile gösterilmişti. Bu bölümde ise bu iki boyutsuz sayının değerleri azalacağı gibi, Π_{17} boyutsuz sayısındaki değişiminde etkileri görülecektir. Burada dikkat edilmesi gereken başka bir husus, cam özelliklerinin irdelendiği bölümde boyutsuz sayıların artışı pencere yapısındaki değişiklikler ile ilgili olup, bu bölümdeki değişimler opak yüzeylerin kalınlıklarının artışına bağlıdır.

Çizelge 4.18 İlave yalıtım malzemesinin konması ile değişen boyutsuz sayılar.

	Sim13	Sim14	Sim15	Sim16	Sim17
Π_{10}	0,14722819	0,133126144	0,121667481	0,112049578	0,103959112
Π_{16}	0,07068309	0,069031816	0,067455934	0,065950395	0,064510594
Π_{17}	0,990307663	0,990534092	0,990750183	0,990956628	0,991154059

Π_{10} ve Π_{16} sayılarındaki azalmanın sebebi dış duvar kalınlığının (L_{dd}) artışı ve toplam ısı geçiş katsayısının (K_{dd}) azalması ile alakalıdır. Π_{17} sayısındaki artışın sebebi ise dış duvar kalınlığı (L_{dd}) artarken, çatı kalınlık (L_c) değerinin de artıyor olmasıdır. Π_{17} değerindeki artış çatı kalınlığının artışından kaynaklanmakta olup, çatıdan olan ısı geçiş miktarının azalacağı anlamına gelmektedir. Yani Π_{17} boyutsuz sayısındaki artış çatı kısmında bulunan ofislerdeki soğutma yükünü arttıracaktır. Bölüm kapsamında Π_{10} sayısındaki azalma ısı transferi miktarının azalacağını göstermekteyken, Π_{16} 'daki azalma ofis binasının ısı depolama kapasitesindeki artışı işaret etmektedir.

Buraya kadar verilen değerlerin dışında, ısıtma ve soğutma dönemi için gerekli olan boyutsuz sayıların hesabında kullanılacak olan değişken değerleri Çizelge 4.19'da verilmiştir.

Çizelge 4.19 Farklı K_{dd} ve L_{dd} değerleri için değişken değerleri.

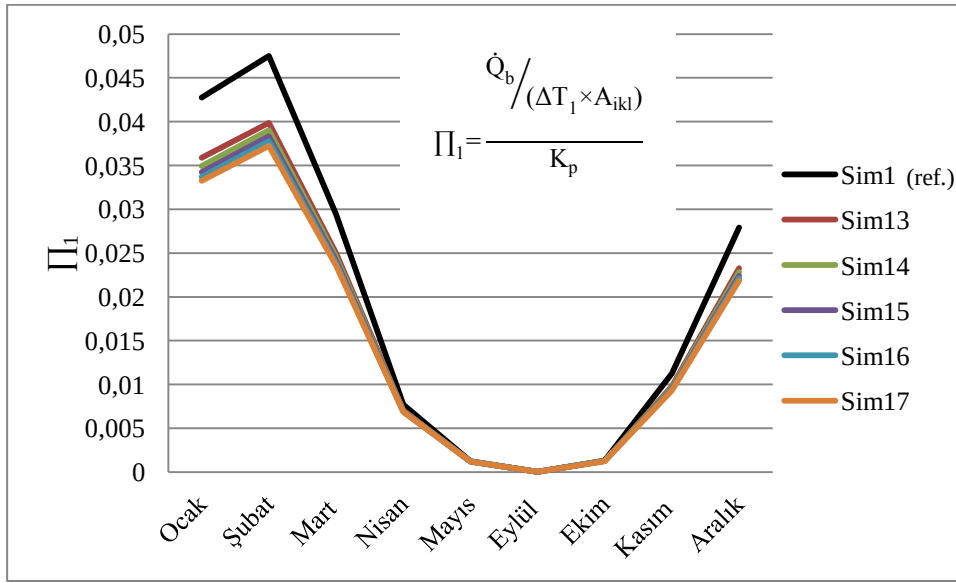
	Simülasyon13 (4 cm ilave yalıtım)				Simülasyon14 (5 cm ilave yalıtım)				Simülasyon15 (6 cm ilave yalıtım)			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	110003	-	-	158880	107189	-	-	158872	105026	-	-	158870
Şubat	122225	-	-	157345	119709	-	-	157336	117510	-	-	157334
Mart	76672,7	-	-	149987	75277,2	-	-	149979	74051,1	-	-	149977
Nisan	21678,7	128551	1,932484	194582	21457,8	130194	1,95841	194680	21275,4	131732	1,982551	194780
Mayıs	3726,5	235232	3,582612	197301	3712,99	236456	3,604158	197401	3695,35	237679	3,624689	197543
Haziran	-	388936	6,122493	225174	-	389702	6,141169	225232	-	390293	6,153397	225302
Temmuz	-	491933	8,022964	240776	-	492555	8,047389	240841	-	492769	8,05471	240868
Ağustos	-	498277	8,204815	239686	-	498889	8,231152	239757	-	499111	8,23966	239788
Eylül	120,058	348796	5,405802	226612	119,339	349885	5,428501	226704	119,44	350586	5,442389	226786
Ekim	3903,63	182489	2,731621	203829	3883,33	183840	2,753354	203904	3874,27	184828	2,769077	203987
Kasım	30035,6	-	-	161078	29564,3	-	-	161071	29172,1	-	-	161070
Aralık	71356,1	-	-	166040	70018,4	-	-	166033	68752,1	-	-	166031

Çizelge 4.19 (devam) Farklı K_{dd} ve L_{dd} değerleri için değişken değerleri.

	Simülasyon16 (7 cm ilave yalıtım)				Simülasyon17 (8 cm ilave yalıtım)			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	103344	-	-	158862	102018	-	-	158858
Şubat	115832	-	-	157326	114219	-	-	157322
Mart	73100,9	-	-	149970	72279,3	-	-	149966
Nisan	21134,5	132989	2,002525	194839	21030,7	133997	2,018527	194925
Mayıs	3687,98	238460	3,638725	197578	3684,45	239103	3,650071	197624
Haziran	-	390591	6,162487	225297	-	390884	6,169877	225314
Temmuz	-	492771	8,062437	240835	-	492796	8,067477	240823
Ağustos	-	499084	8,247464	239754	-	499139	8,254237	239750
Eylül	119,51	350981	5,452161	226790	119,418	351466	5,462772	226830
Ekim	3869,62	185584	2,781493	204008	3860,59	186349	2,793874	204055
Kasım	28885,2	-	-	161063	28605,7	-	-	161059
Aralık	67832,9	-	-	166024	67032,8	-	-	166020

Enerji tüketiminin artması Dünya çapında yaygın olarak kullanılan fosil yakıtlar sebebiyle CO₂ emisyonunu arttırmaktadır. Bu durum Türkiye için de geçerlidir. Dolayısıyla bina dış kabuğuna, pasif önlem olarak tanımlayacağımız ilave yalıtım malzemesi konmasının bu açıdan da değerlendirilmesi gerekmektedir.

Ek yalıtım malzemesinin bina yükleri üzerinde nasıl etkili olduğunu ve bu değişimlerin birbirleri ile ilişkisini daha iyi görülebilmesi açısından boyutsuz sayıların grafikleri irdelenmiştir. Şekil 4.45’de Π_1 boyutsuz sayısının grafikleri görülmektedir.



Şekil 4.45 İlave yalıtımın Π_1 sayısına etkisi.

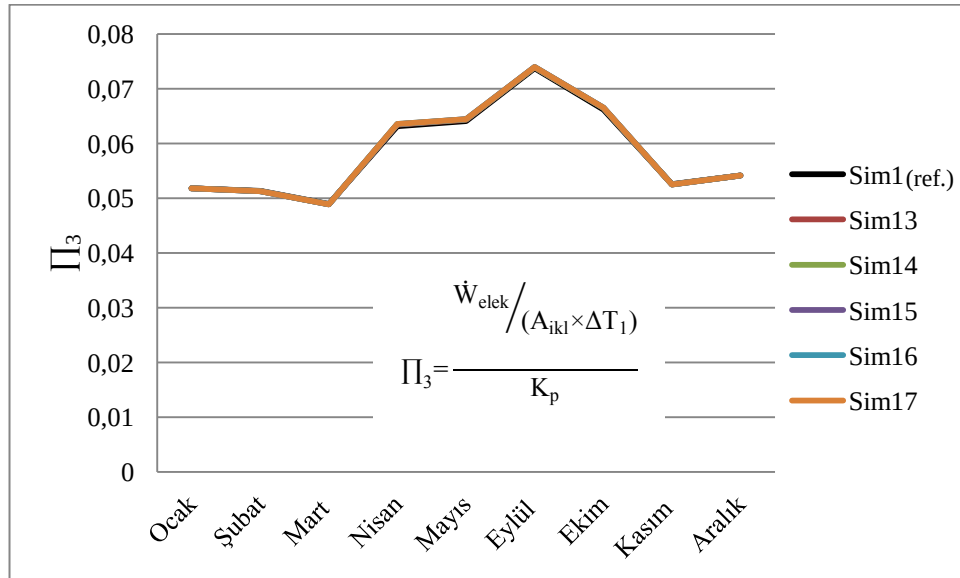
İlave yalıtım ve ilave yalıtım kalınlığının artışı ısıtma yükünü olumlu olarak etkilemektedir. Önemli bir nokta, ilave yalıtımın kalınlığının artışı, ısıtma yükündeki iyileşmeyi azalan bir şekilde olumlu olarak etkilemektedir. Bu iyileşme ısı geçişindeki azalmaya ve ofis binasının ısı depolama potansiyelinin artmasına bağlanabilir. Bu bakımdan Π_{10} , Π_{16} ve Π_{17} boyutsuz sayılarındaki değişimlerin Π_1 boyutsuz sayısının değerini azalttığını söylenebilir.

Dış duvar kalınlığındaki artış sadece binanın ısı depolaması kapasitesini değil, çatı katına çıkıldıkça sıcaklık değerlerini de etkilemektedir. Özellikle artan çatı kalınlığı çatı yoluyla olan ısı geçişini azaltmaktadır ki binalarda ısı kaybının en fazla olduğu yerlerden biri çatı bölümüdür.

Referans bina halinde yıllık 1.347,12 GJ olan kazan kapasitesi 4 cm kalınlıklı ilave yalıtımın yerleştirilmesi ile %15,26 azalmıştır. Artan yalıtım kalınlığı ile kazan

kapasitesi sırasıyla 5 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %16,95, 6 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %18,39, 7 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %19,48 ve 8 cm kalınlığa sahip ilave yalıtım için %20,43 azalma göstermiştir.

Isıtma döneminde elektrik tüketimine ait veriler Şekil 4.46'dan ve 4.47'den görülebilir. Π_3 ve Π_4 sayılarının yalıtım malzemesi konması ve malzeme kalınlığının artırılmasından neredeyse hiç etkilenmediği söylenebilir. Isıtma tüketimindeki azalma fanların ve sistemde sıcak su sirkülasyonunu sağlayan pompaların elektrik tüketimini azaltmış olsa da Şekil 4.46'dan ve 4.47'den bunun önemli bir azalma olmadığı görülebilir. Elektrik tüketim miktarı açısından, ilave yalıtım uygulamasının ısıtma dönemi için hem maliyet, hem de çevresel açıdan olumsuz bir etki yarattığı söylenebilir.

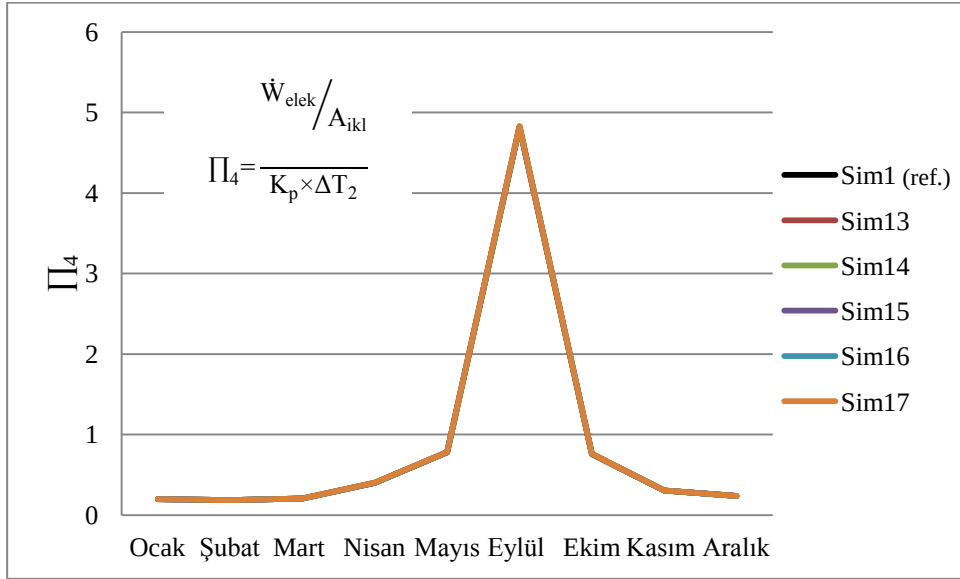


Şekil 4.46 İlave yalıtımın Π_3 sayısına etkisi.

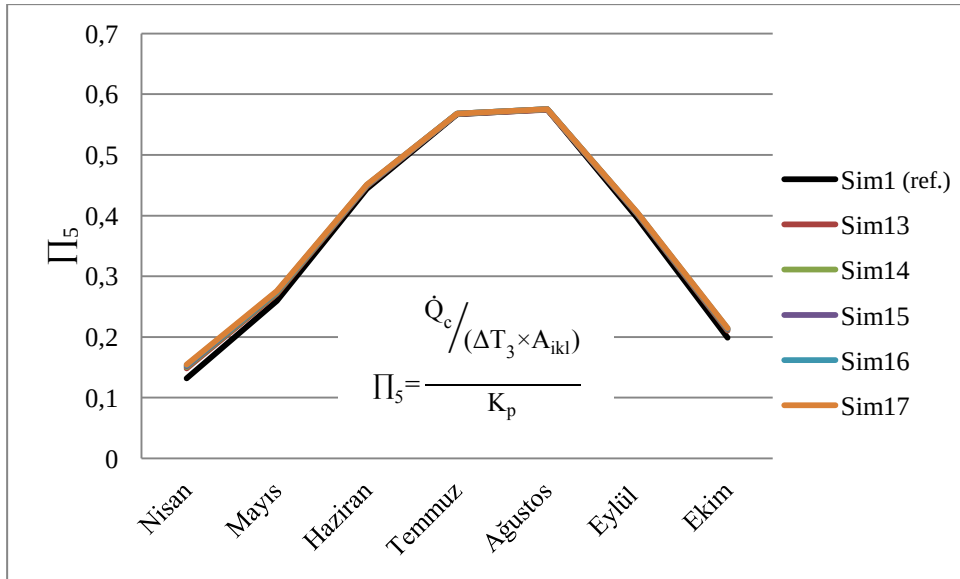
İlave yalıtım uygulamasının soğutma dönemindeki etkisi Π_5 sayısının grafiklerinden görülebilir. Şekil 4.48'de ilave yalıtımın Π_5 boyutsuz sayısının grafiklerini nasıl etkilediği görülmektedir.

Şekil 4.48'de referans bina özelliklerini temsil eden grafiğin en altta kaldığı görülmektedir. Yani ilave yalıtım konması soğutma yüklerini çok fazla olmasa da arttırmıştır. Bu artışın sebebi ısıtma döneminde saydığımız nedenlerle benzer olup, bu nedenler soğutma dönemi için ters etki yapmıştır. Yani bina kalınlığının artışı ile binanın ısı depolama kapasitesinin artması, bir önceki bölümde de bahsettiğimiz ısı

geçiş miktarındaki azalma ile binanın gece daha yavaş soğuması ve özellikle çatıdan olan ısı geçişindeki düşüş soğutma yüklerini olumsuz etkilemiştir.



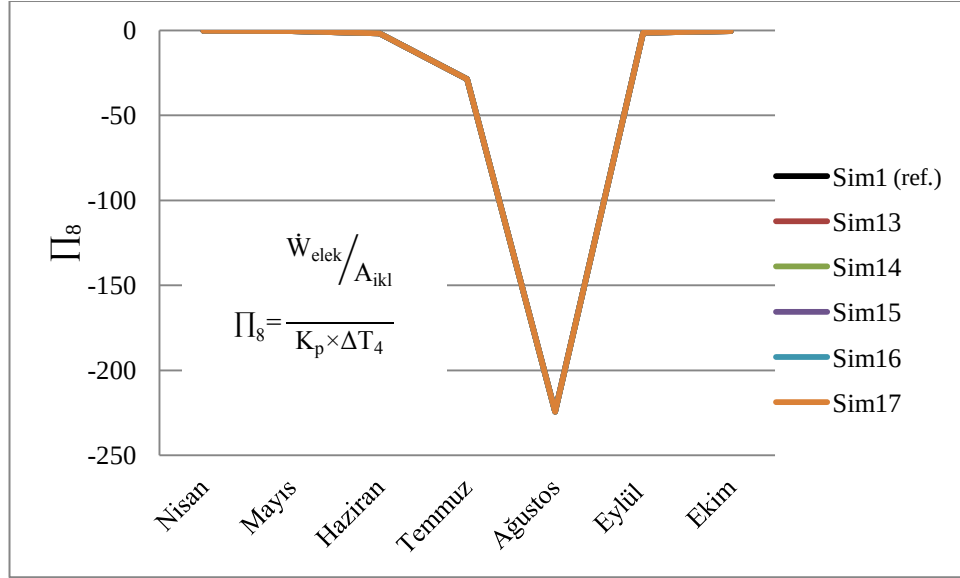
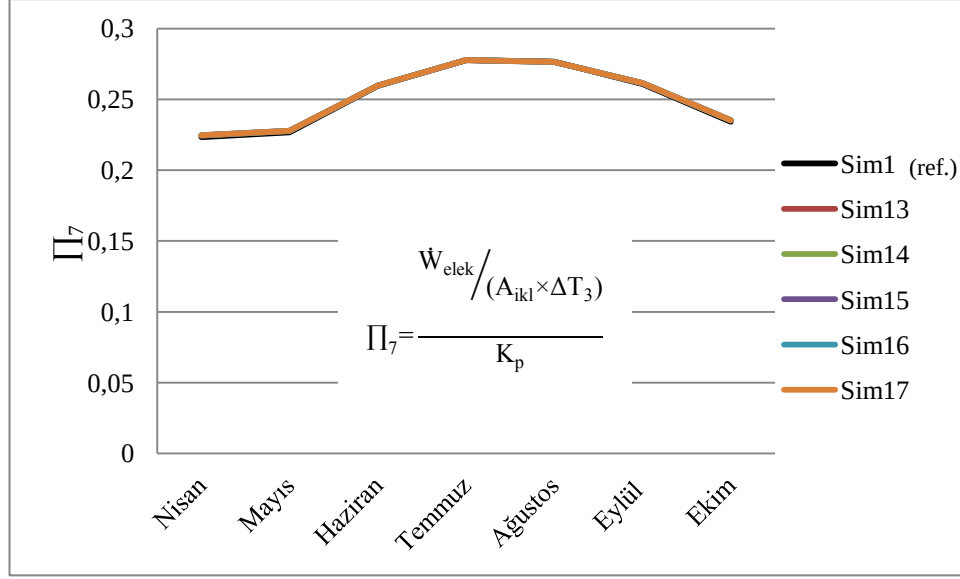
Şekil 4.47 İlave yalıtımın Π_4 sayısına etkisi.



Şekil 4.48 İlave yalıtımın Π_5 sayısına etkisi.

Soğutma dönemine ait elektrik ile ilgili veriler Şekil 4.49 ve 4.50'den görülebilir. İlave yalıtımın soğutma döneminde de elektrik tüketimine önemli bir etki yapmadığı Π_7 ve Π_8 sayılarının grafiklerinden görülmektedir. Bu sebeple her iki şekilde de grafikler üst üste binmiştir.

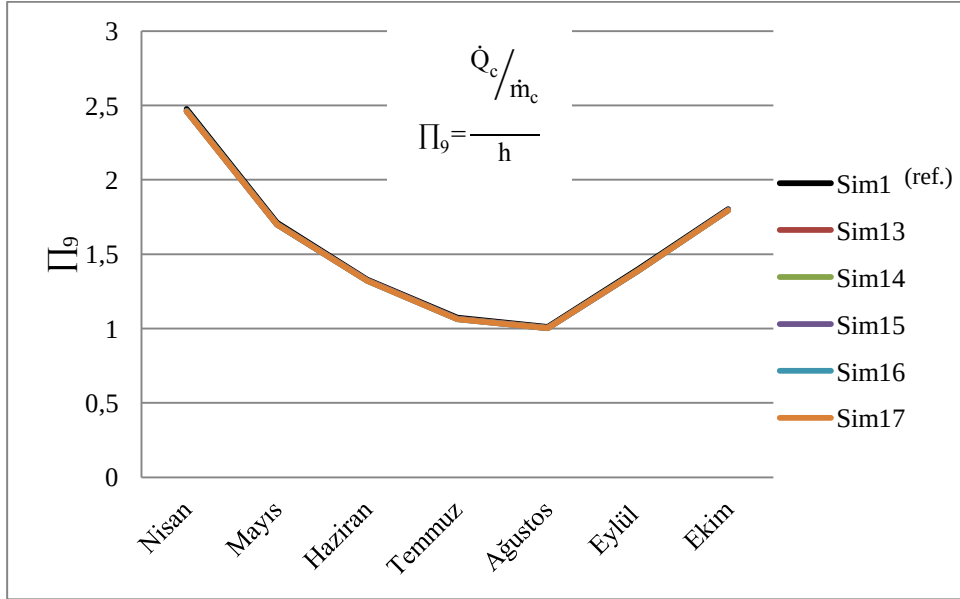
Soğutma dönemine ait gerekli olan son boyutsuz sayı Π_9 olup, grafiği Şekil 4.51'de verilmiştir. Bu sayının grafiklerine dair de önemli bir değişiklik görülmemektedir.



Artan yapı kalınlıkları ısı geçişini azaltmakta, dolayısıyla bu durum ani yük değişimleri üzerinde etkili olmaktadır. Azalan ısı geçişi özellikle soğutma grubunun ufak yük talepleri dolayısıyla çalışmasını azaltacağından, soğutma grubu etkinlik katsayısı (COP) artacaktır. Fakat bu rolün etkisinin fazla olmadığı, elektrik tüketimi hakkında fikir veren grafiklerden görülebilir.

Yapılan ilave yalıtımlar binanın yıllık olarak tükettiği elektrik miktarını arttırmıştır. Bu artış soğutma yükünün artışından kaynaklanmaktadır. Referans hal için binanın tükettiği yıllık elektrik miktarı olan 6.100,21 GJ değeri, 4 cm kalınlığında ilave yalıtımın bina dış kabuğuna konmasıyla %0,108 artmıştır. Bu artış yine referans

değere göre 5 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %0,13, 6 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %0,15, 7 cm kalınlıklı ilave yalıtım için %0,154 ve 8 cm kalınlığa sahip ilave yalıtım için %0,162 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.51 İlave yalıtımın Π_g sayısına etkisi.

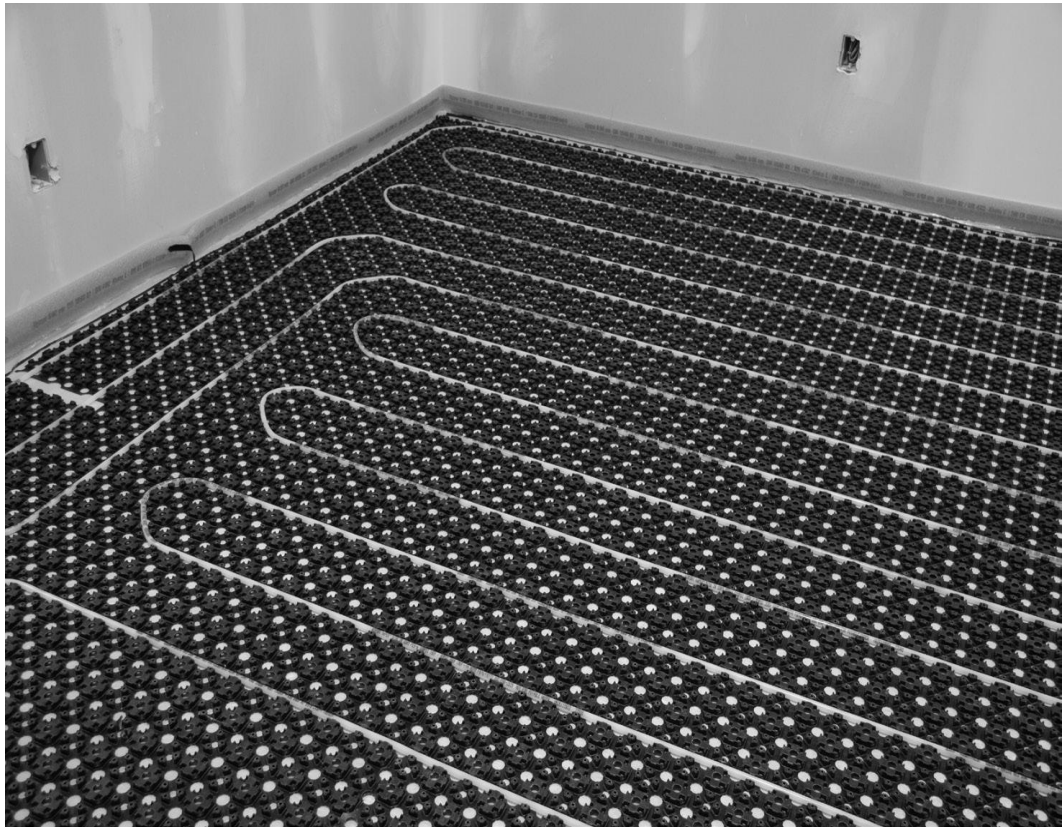
Ofis binasının büyüklüğü ve yapılacak olan işin yükü ilave yalıtımı dezavantajlı hale getirmektedir. Minimum 4 cm'den başlayarak 8 cm'ye giden ilave yalıtım kalınlıkları bu tip büyük ofis binalarında fazladan masraf olacağı gibi, bu malzemelerin üretim ve naklieleri için harcanacak enerji düşünüldüğünde çevre üzerinde olumsuz etkileri olacaktır. Günümüz piyasasında 4 cm kalınlığındaki mantolama yani yalıtım uygulamaları m² birim fiyatı olarak vergiler hariç 29 TL ile 35 TL arasında değişmektedir [45].

4.5 Ofis Binasına Uygulanan Farklı HVAC Sistem Seçeneklerinin Enerji Yüklerinin Analizi

Bu bölümde yerden ısıtma sistemleri ve toprak kaynaklı ısı pompalarının mevcut sisteme uyarlanması durumunda, yıllık enerji sarfiyatlarına olan etkisi irdelenmektedir. Isıtmada ısı pompasının kullanımı için ayrı, soğutmada ısı pompasının kullanımı için ayrı simülasyon yapılmıştır. Dolayısıyla ısı pompalarının birlikte çalışacağı ısıtma ve soğutma yapılan aylarda, birbirlerine olan etkileri hesaba katılmamıştır.

4.5.1 Isıtma dönemi için mevcut HVAC sistemine yerden ısıtma uygulamasının analizi

Bu bölümde fan-coil üniteleri yoluyla yapılan ofis ısıtması devre dışı bırakılarak, ofis binasının kullanılan mahallerinin tabanlarına yerden ısıtma amacıyla U şeklinde şekillendirilmiş ve mahallin ısı yüküne göre program tarafından uzunlukları belirlenen boru sistemi eklenmiştir. Yerden ısıtma sistemleri düşük sıcaklık değerlerinde çalışan sistemler olup, yüzeyde kapladığı konum açısından ısıtım ile ısıtmanın ön plana çıktığı bir sistemdir. Şekil 4.52’de örnek bir yerden ısıtma uygulaması görülmektedir.

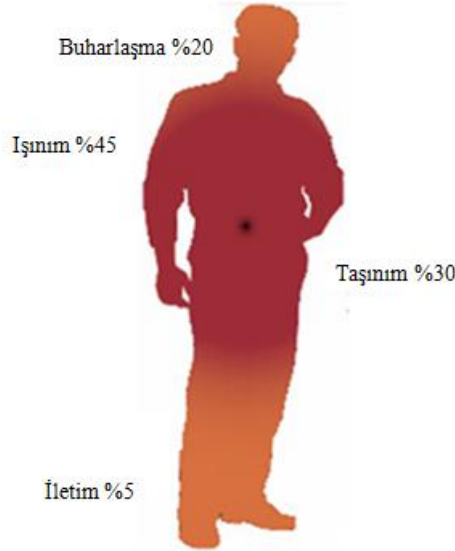


Şekil 4.52 Örnek bir yerden ısıtma uygulaması [46].

Günümüzde yerden ısıtma sistemlerinin uygulamaları giderek artmaktadır. Bunun en önemli nedenlerinden biri güneş enerjisi ve toprak kaynaklı ısı pompaları ile birlikte çalışabiliyor olmasıdır. Düşük çalışma sıcaklıkları bu uygulamaların avantajlı bir tarafıdır.

Vücut sıcaklığımızdan daha düşük sıcaklığa sahip bir ortamda kaybettiğimiz ısı büyük oranda ısıtım ile olmaktadır. Şekil 4.53’de bu tip bir ortamda insan vücudundan çıkan ısıtımın, hangi yollarla ne oranda olduğunu gösteren bir örnek

görülmektedir. Bu şekil incelendiğinde büyük payın ısıtım yolu ile olduğu görülmektedir. Bu da yerden ısıtma sistemlerinin konforu arttıracak anlamına gelmekte, dolayısıyla ısıtım yoluyla kaybedilen ısı yerden ısıtmadan elde edilen ile karşılanmaktadır.



Şekil 4.53 Vücudumuzda meydana gelen ısı transfer oranları [47].

Yerden ısıtma sistemlerinin faydalarından bazıları aşağıda sıralanmıştır [47].

- Düşük hava sıcaklıklarında bile konfor sağlamaktadır. Yerden ısıtılan ortamın ortalama yüksekliğindeki hava sıcaklığı 15,6 °C ise hafif çalışma şartlarında bu sıcaklık değeri oldukça konforlu bir durum kabul edilir. Daha hareketli ortamlarda genellikle daha düşük hava sıcaklıkları ile ısıtma yapılır.
- Yerden ısıtma sistemleri insanların ısı konforu gereksinimini neredeyse ideal olarak karşılamaktadır.
- Yerden ısıtma konfor şartlarını iyileştirdiği gibi çatıdan olan ısı kayıplarını azaltmaktadır. Yerden ısıtmada hava hareketleri daha yavaş olacağından, hava sızıntısı miktarında azaltıcı etki yapacaktır. Bunun nedeni ani sıcaklık farklarına bağlı basınç farklılıklarındaki (Stack Effect) azalmadır.
- Bir diğer önemli nokta yerden ısıtma sistemlerinin herhangi bir yer kaplamamasıdır.
- Yerden ısıtma sistemleri her bir odaya ayrı uygulandığı için insansız bölgelerde enerji tasarrufu yapılmasını sağlar.

- Yerden ısıtma sistemlerinde mahal içinde hava hareketleri daha yavaştır. Bu durum çalışanların hava hareketlerinden kaynaklı konfor şartlarında iyileşme sağlayacaktır.
- Yerden ısıtmada ısıtılan tabanın büyüklüğü artan yük taleplerine daha hızlı cevap verebilir.
- Yerden ısıtmada taban daha çabuk kuruyacağından güvenliği arttırmasının yanında nemli tabanlara göre konfor şartlarında iyileşme sağlayacaktır.
- Yerden ısıtma için kullanılan panellerin çoğu tipi, darbelere ve ağır yüklere karşı oldukça dirençlidir.
- Yerden ısıtma sistemleri oldukça sessiz çalışan sistemlerdir. Uygun olarak tasarlanan ve yerleştirilen sistemler hızlı hava hareketlerinin neden olduğu gürültüleri ve titreşimleri önler.
- Düşük sıcaklıklı yerden ısıtma panelleri uygun bir ısı kaynağına adapte edilebilir. Bunlar jeotermal kaynaklar ve güneş kolektörleri olabilir.

Yerden ısıtmada farklı boru malzemeleri kullanılmakta olup, Şekil 4.54'de polietilenden üretilen 16 mm çapında 2 mm et kalınlığında bir yerden ısıtma boru sistemi görülmektedir. Bu tip uygulamalarda boruların oksijen geçirgenliğine de dikkat edilir. Bu nedenle bu borularda oksijen bariyerleri kullanılır [48].

Bu tip uygulamalarda besleme suyu sıcaklığının teorik hesaplarda 45 °C - 35 °C arası çalıştığı düşünülürken, uygulamada 38 °C - 32 °C sıcaklıklarının gerçekleştiği belirtilmektedir [49].



Şekil 4.54 Esnek boru sistemleri ile yerden ısıtma uygulaması [48].

Zeminden ısıtma sistemi kolektör kutusu diye adlandırılan ana kumanda merkezi ile kumada edilir. Dağıtım ve kontrol kutusundan her katta bir ya da birden fazla bulunabilir. Yerden ısıtma istenirse kat kontrollü, istenirse bina kontrollü, istenirse oda kontrollü olarak yapılır. Kat kontrollü zemin ısıtma sisteminde her katta bir adet oda termostatu bulunur ve sıcaklık ayarı kat bazında yapılır. Oda kontrolünde her odada bir adet termostat bulunur ve her odanın sıcaklığı ayrı ayarlanır. Bina kontrollü zemin ısıtma sisteminde ise cihaza ait kumanda ile bina içerisinde sıcaklık kontrolü yapılır ve bu değere göre cihaz üzerinden sıcaklık kontrolü sağlanır [50].

Şekil 4.55’de sıcaklık kontrolünü sağlayan kolektör kutusunun resmi görülmektedir.



Şekil 4.55 Yerden ısıtmada sıcaklık kontrol kutusu (Kolektörü) [50].

Ele aldığımız ofis binasının yerden ısıtmaya uygun olması açısından, zemin malzemelerinde ufak değişiklikler yapılmıştır. Yerden ısıtmanın uygulandığı tüm tabanlardaki seramik ve suni çim gibi, mahallerin iç yüzey katmanlarının altına Çizelge 3.1’de membran olarak tanımladığımız malzeme, 4 mm kalınlığında yerleştirilmiştir. Ayrıca yerden ısıtmanın etkin olması için zemin kat tabanında bulunan suni çim (Şekil 3.1) olarak tanımladığımız malzemenin kalınlığı 1 cm’den 6 mm’ye çekilmiştir. Bu malzeme aynı zamanda çatıda da kullanıldığından, çatı için herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Onun dışında tüm kat tabanlarında (Şekil 3.1) tanımlı olan seramik malzemesi üzerinde de herhangi bir değişiklik yapılmadan kalınlıkları 8 mm olarak alınmıştır.

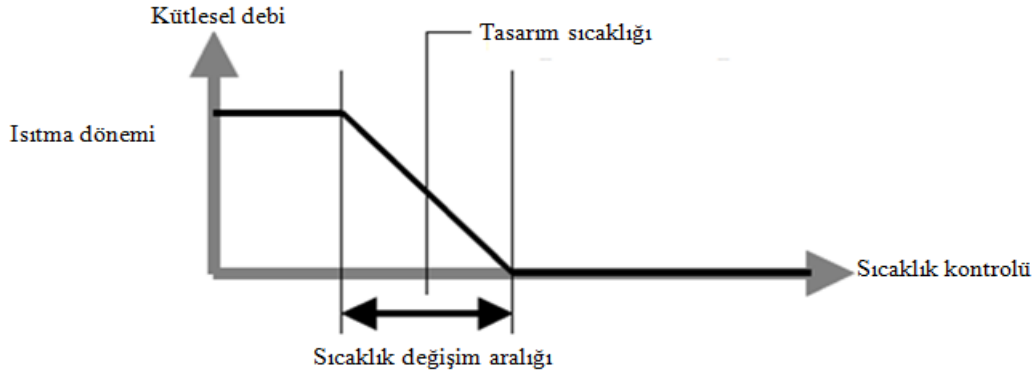
Tez kapsamında zemin katlar için yeni yerleştirilen membran malzemesi ile 6 mm'lik suni çim malzemesi arası, geri kalan tüm yerlerde yine yeni yerleştirilen membran malzemesi ile 8 mm kalınlığındaki seramik malzemesi arası program tarafından yerden ısıtmada ısıнын yayıldığı noktalar olarak alınıp, ısı geçişı hesapları bu bilgi çerçevesinde yapılmıştır.

Burada dikkat edilmesi gereken noktalardan biride yerleştirilen nokta üzerindeki malzeme kalınlığının, ısıtılan ortama ısı geçişini önemli ölçüde etkilediğidir. Kaynak olarak alınan nokta altındaki malzeme özellikleri ve kalınlıkları da ısı transferini etkileyen diğer bir faktör olup, borular altına yalıtım malzemesi döşenmesinin ısıtılan ortama ısı transferini arttıracakı kesindir. Bina bir bütün olarak ele alınırsa, çoğu katta tabandan alt kata giden ısıнын tamamını ısı kaybı olarak değerlendirmek mümkün değildir. Fakat Spor salonu ve zemin katı bu durumun dışındadır. Çünkü spor salonunun tamamının, zemin katın ise bir bölümünün altında ısıtılmayan otopark bölümleri bulunmaktadır.

Yerden ısıtma için iki farklı besleme suyu sıcaklığının analizi yapılmış, bu değerler 40 °C (simülasyon26) ve 45 °C (simülasyon27) olarak alınmıştır. Yerden ısıtma borularının iç çapları 16 mm olarak alınmıştır. Sıcaklık kontrolü “Operatif Sıcaklık” üzerinden yapılmıştır. Operatif sıcaklık, mahallerdeki ortalama hava sıcaklığı ile yine mahallerdeki ortalama iç yüzey sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıdır. Tasarım sıcaklık değeri tüm mahallerde her iki simülasyonda 20,5 °C olarak alınmıştır. Spor salonu, restoran ve kat holleri gibi hareketli ortamlarda daha düşük sıcaklık seçenekleri de uygulanabilir.

Analizlerde yerden ısıtma sistemlerinde tasarım sıcaklığı kontrolü, besleme suyu debisinin miktarını ayarlayarak yapılmaktadır. Şekil 4.56'da besleme suyu debisinin sıcaklık değerlerine göre değişimini gösteren grafik verilmektedir.

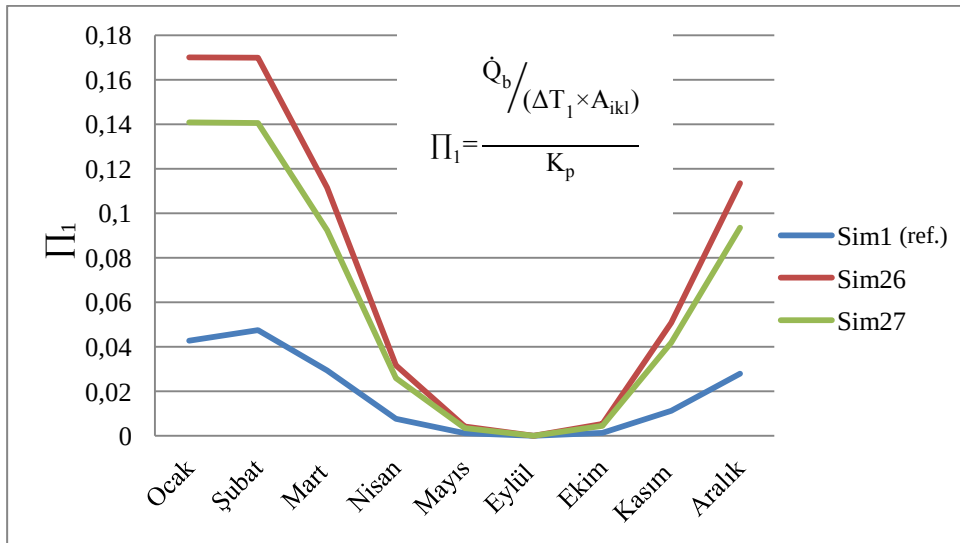
Şekil 4.56'dan anlaşılabileceği gibi mahal sıcaklığı tasarım sıcaklığındayken kütle debisi, hesaplanan maksimum sıcak su debisinin yarısı olmaktadır. Bu sıcaklık aralığı (Throttling Range) yapılan simülasyonlarda 1 °C olarak alınmıştır. Aradaki değerlerde debi miktarı bu lineer eğrinin eğimine göre hesaplanacaktır. Burada dikkate alınan 20,5 °C'lik değer operatif sıcaklık değeridir. Gerekli olan diğer tüm tasarım değerlerini program ısıtma ihtiyacına göre kendisi belirlemektedir.



Şekil 4.56 Yerden ısıtma sistemlerinde sıcaklık kontrol grafiği.

Soğutma sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmamış fakat değişen ısıtma sistemi soğutma yüklerini de etkileyecektir. Bunun için soğutma yükleri ve bu dönemdeki elektrik tüketimi için gerekli görülen boyutsuz sayı grafikleri kullanılmıştır. Simülasyonlardan elde edilen bazı sonuçlar Çizelge 4.20’de verilmiştir. Bu değerlere dayanarak, referans simülasyon değerleri ile yapılan iki analizden elde edilen sonuçlar boyutsuz sayı grafikleri kullanılarak kıyaslanmıştır.

Şekil 4.57’de verilen grafikler ısıtma için tüketilen enerji hakkında bilgi vermektedir. Açıkça görülmektedir ki yerden ısıtma sistemleri ısıtma yüküne olumsuz etki yapmıştır. Fakat operatif tasarım sıcaklığının 20,5 °C olarak alınması, eylül ayında ısıtma ihtiyacını tamamen ortadan kaldırmıştır. Şekil 4.57’de verilen grafiklerde etkili olan tek etken ısıtma yükü değildir. Aynı zamanda sıcak su tasarım sıcaklığı ve mahal tasarım sıcaklığı diğer etkili olan etkenlerdir. Referans grafikte diğer grafiklerin aralarındaki mesafenin bu kadar fazla olması da daha çok bu iki etkenle alakalıdır.



Şekil 4.57 Yerden ısıtma sistemleri için Π_1 boyutsuz sayısı grafikleri.

Çizelge 4.20 Yerden ısıtma için gerekli değişken değerleri.

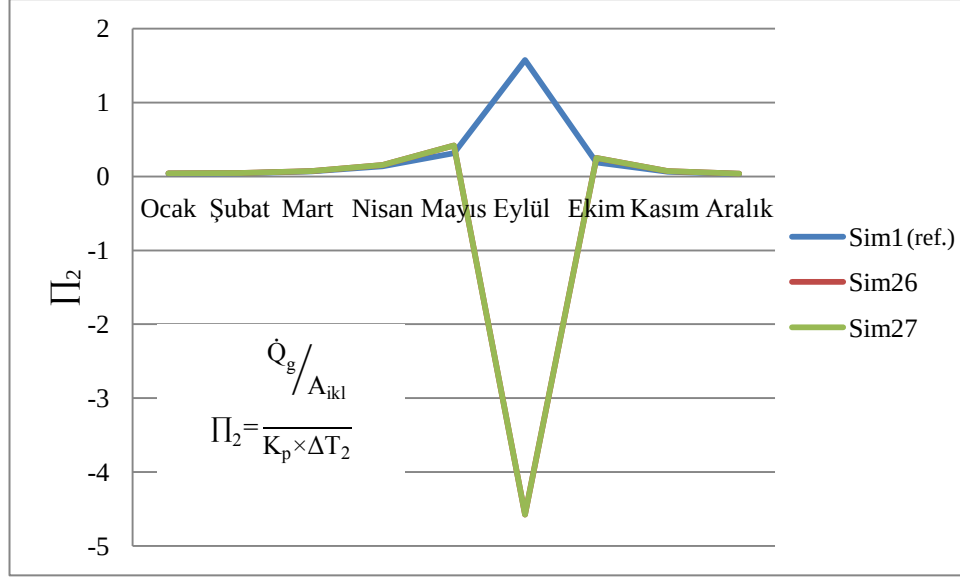
	Simülasyon26				Simülasyon27			
	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)	$\dot{Q}_b$ (W)	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Ocak	168788	-	-	159198	175690	-	-	159158
Şubat	168620	-	-	157659	175351	-	-	157608
Mart	110667	-	-	150162	115175	-	-	150137
Nisan	31438,8	117139	1,753841	193941	32397,2	117276	1,755945	193947
Mayıs	4221,21	226000	3,423452	196802	4397,85	226025	3,423839	196804
Haziran	-	385661	6,040249	225168	-	385676	6,040492	225170
Temmuz	-	492153	7,977352	241131	-	492153	7,977353	241131
Ağustos	-	498762	8,163883	240059	-	498762	8,163883	240059
Eylül	0	343738	5,299891	226417	0	343738	5,299891	226417
Ekim	5265,95	172830	2,578027	203212	5554,62	172819	2,577874	203211
Kasım	50423,6	-	-	161167	52180,7	-	-	161160
Aralık	112612	-	-	166214	116658	-	-	166188

Isıtma yükündeki artışın en önemli sebebi bina ısı depolama miktarındaki artışla alakalıdır. Geniş yüzey alanlarını kapsayan, yerden ısıtma sistemi adeta kılcal damarlar gibi bina yüzeylerine dağılmakta ve binanın kütsel olarak sıcaklığının yükselmesine neden olmaktadır. Gece sistemin tamamen kapatılması ile bina soğumaya başlamakta ve sabah sistem tekrar devreye girdiğinde gece boyunca kaybettiği ısıyı tekrar geri kazanmaktadır. Binanın yerden ısıtma sistemlerindeki aylık ortalama sıcaklığı konvansiyonel sistemlere göre daha yüksektir. Örnek olarak ocak ayında yerden ısıtma sistemlerinde spor salonu için geceleyin radyant sıcaklık minimum 16,2 °C civarına düşerken, konvansiyonel sistemlerde spor salonunda radyant sıcaklık, referans simülasyon için ocak ayı aylık ortalaması olarak 15,4 °C değerindedir. Yerden ısıtmada spor salonu ocak ayı radyant sıcaklık ortalaması 20 °C civarlarındadır. Yerden ısıtmada verilen bu değerler 40 °C'lik besleme suyu sıcaklığı için olup, 45 °C'lik besleme suyunda bu değerler daha fazla olacaktır. Dolayısıyla enerji tüketimi de buna bağlı olarak artacaktır.

Π_1 boyutsuz sayısının grafiğinde konvansiyonel sisteme göre farklılık gösteren en önemli noktalardan biride ocak ve şubat ayı arasındaki değerlerin birbirine yakınlığıdır. Bu durum da göstermektedir ki ocak ayında binanın ısınması şubat ayındaki ısıtma için harcanan enerjiyi olumlu yönde etkilemiş, bir diğer deyişle eğer ocak ayında konvansiyonel şubat ayında ise yerden ısıtma sisteminin çalıştığı düşünülürse, bu iki ay için referans eğridekinden çok daha fazla bir sapma görülür. Yerden ısıtma sistemlerinde bina kütsesindeki ısınma, ocak ayından şubat ayına yumuşak bir geçiş grafiği elde etmemizi sağlamıştır.

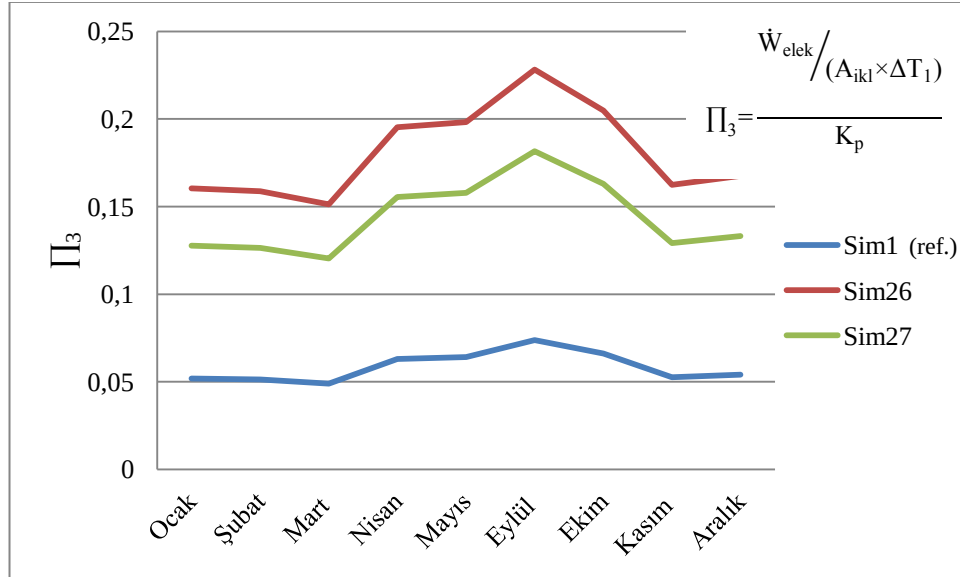
Yapılan yıllık yük hesaplamaları sonucunda referans değer için 1.347,12 GJ olan kazan kapasitesi, 40 °C'lik besleme suyuna sahip yerden ısıtma sistemi için %25,87 artarken, 45 °C'lik kazan çıkış sıcaklığı ile çalışan yerden ısıtma sisteminde artış değeri %30,77 olmuştur.

Şekil 4.58 güneş ısı kazançlarının, pencerelerden olan ısı kaybına oranının arttığını söylemektedir. Yerden ısıtma için bu grafikler birbirleri ile aynı olup, bunun nedeni tasarım sıcaklıklarının aynı olmasıdır. Eylül ayında değerlerin eksili olması yine tasarım sıcaklığı ile alakalı olup, bu ayda dış ortam havasının ortalama aylık değerinin, 20,5 °C'den fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.58 Yerden ısıtma sistemleri için Π_2 boyutsuz sayısı grafikleri.

Şekil 4.59'da Π_3 sayısının grafiği verilmekte olup, bu grafik elektrik tüketimi hakkında bilgi vermektedir. Isıtma yükündeki artış elektrik tüketimine önemli ölçüde olmasa da pompalar yoluyla etki etmektedir. Yerden ısıtma sistemlerinde su debisi, konvansiyonel sistemlere göre daha fazladır. Bu durum pompaların daha fazla elektrik tüketmesi anlamına gelmektedir.

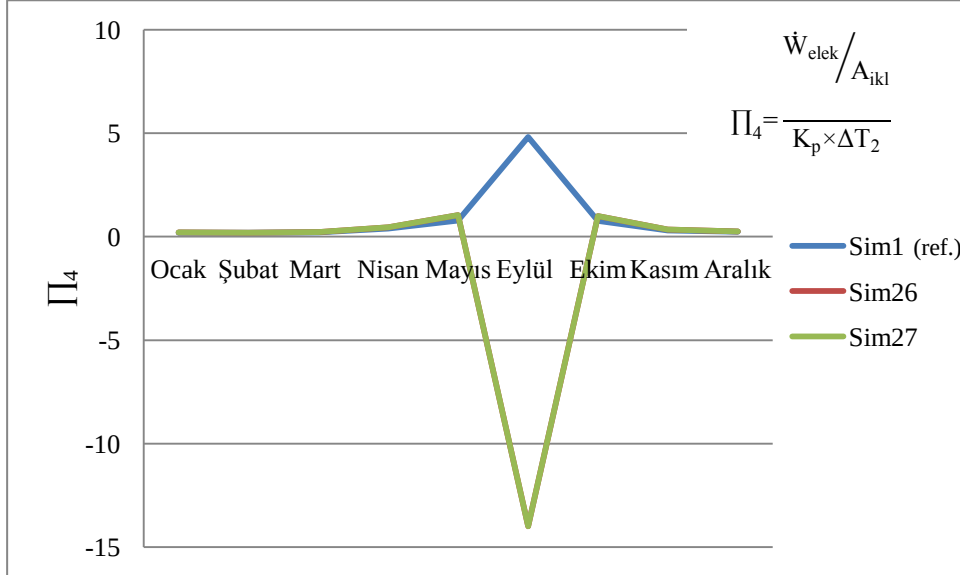


Şekil 4.59 Yerden ısıtma sistemleri için Π_3 boyutsuz sayısı grafikleri.

Π_3 boyutsuz sayısının grafiklerinden, ısıtma dönemi için harcanan enerjinin elektrik sarfiyatına olumsuz etki yaptığı görülmektedir. Simülasyon26 eğrisinin Simülasyon27 eğrisine göre yüksek değerlere sahip olmasının nedenlerinden biride düşük besleme suyu tasarım sıcaklığının, pompaların daha fazla elektrik tüketmesine

sebeup olmasdır. Referans hal de dahil olmak üzere, her analiz için aralarındaki mesafe daha çok ısıtma suyu tasarım sıcaklık değeri ile alakalıdır.

Şekil 4.60'da Π_4 boyutsuz sayısının grafiğı görölmektedir. Grafiklerden de anlaşılabilceğı gibi elektrik tüketimi yerden ısıtma sistemlerinde artmıştır. Bu çerçevede Π_4 sayısının grafikleri Π_3 sayısının sonuçlarını doğrulamıştır.



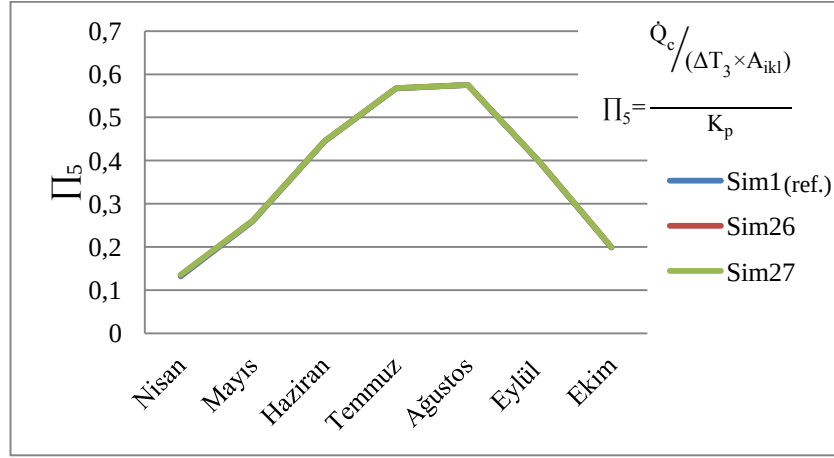
Şekil 4.60 Yerden ısıtma sistemleri için Π_4 boyutsuz sayısı grafikleri.

Soğutma dönemi için herhangi bir değışiklik yapılmamıştır. Fakat hem ısıtma hem soğutma yapılan aylarda bina ısı depolamasındaki artış soğutma yüklerini olumsuz etkileyebilir.

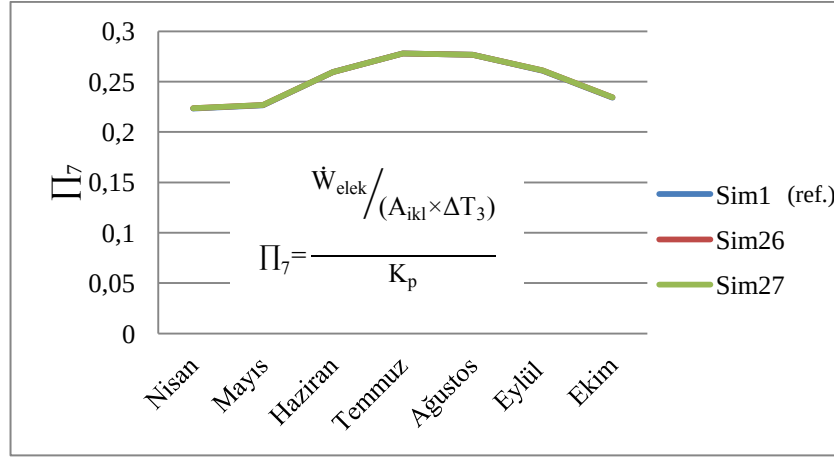
Şekil 4.61'de Π_5 ve Şekil 4.62'de Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri verilmektedir. Π_5 boyutsuz sayısı grafiklerini etkileyen değışkenlerden soğutma yükü miktarındaki değışimin azlığı sonucu, tüm simölasyonlarda grafikler neredeyse aynı değerlere sahiptir. Bu beklenen bir sonuçtur ve bu sonuç elektrik tüketiminde de kendini göstermekte olup, Π_7 boyutsuz sayısının yapılan simölasyonlar için verilen grafikleri de neredeyse aynı değerlere sahiptir.

Şekil 4.63'de verilen Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri de gösteriyor ki elektrik tüketiminde gözle görölür bir değışme yoktur. Bu bölümde Π_6 boyutsuz sayısından bahsedilmemesinin sebebi bu sayının değerlerinde herhangi bir değışme olmaması ile alakalıdır. Çünkü soğutma dönemi mahal sıcaklık tasarım değerlerinde herhangi bir değışiklik yapılmamıştır. Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri Şekil 4.64'de görölmekte

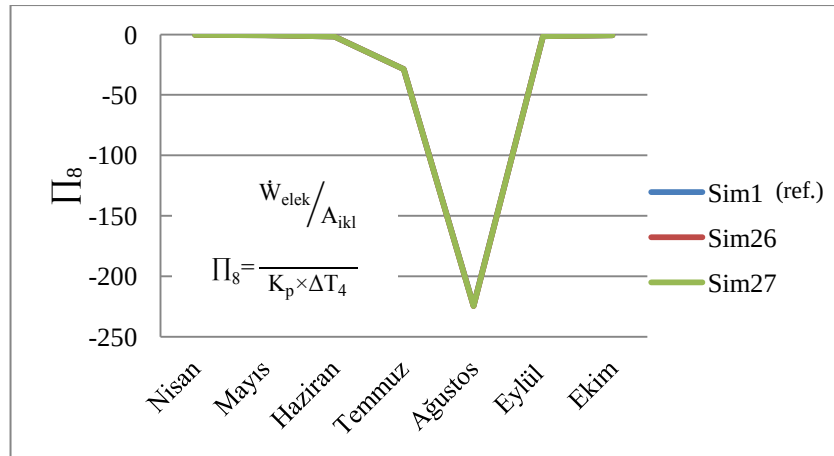
olup, soğutma yükündeki önemsiz değişimlerin Π_9 sayısının grafiklerini etkilemediği görülmektedir.



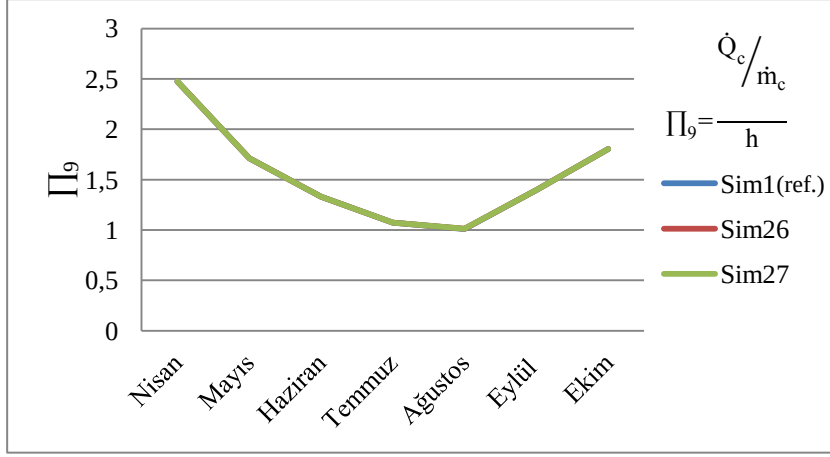
Şekil 4.61 Yerden ısıtma sistemleri için Π_5 boyutsuz sayısı grafikleri.



Şekil 4.62 Yerden ısıtma sistemleri için Π_7 boyutsuz sayısı grafikleri.



Şekil 4.63 Yerden ısıtma sistemleri için Π_8 boyutsuz sayısı grafikleri.



Şekil 4.64 Yerden ısıtma sistemleri için Π_9 boyutsuz sayısı grafikleri.

Yapılan simülasyonlar göstermiştir ki yerden ısıtma sistemleri bina ısıtma yükünde artmaya sebep olmuştur. Bunun nedeni çalışma saatlerindeki ısı kaybı ve binanın bir bütün kütle olarak sıcaklığındaki artıştır. Konut dışı bu gibi binalarda gece sistemlerin kapatılması bu açıdan bir dezavantajdır. Bir diğer önemli nokta ise bu tez kapsamında yapılan simülasyonlarda, yerden ısıtma sistemlerinin altına herhangi bir yalıtım malzemesi konmamış olmasıdır. Piyasa uygulamalarında yalıtım kullanılmakta olup, bu uygulama ısıtma yükünü azaltıcı bir etki yapacaktır. Diğer önemli bir nokta ise, ısıtılan ortama ısı geçişinin, yerden ısıtma için kullanılan boruların üstüne yerleştirilen malzemelerin iletkenlik ve kalınlıkları ile de bağlantısı olduğundan, bu noktada artan yapı kalınlılığı ısıtma yükünü olumsuz etkileyecektir.

Günümüzde yerden ısıtma yerine, duvardan ısıtma gibi farklı uygulamaların olduğu bilinmektedir. Duvardan ısıtma uygulamaları, boruların üzerine konacak olan malzemelerin daha ince ve dayanımı göz ardı edilebilecek olanlardan seçilmesine olanak tanımaktadır. Bu önemli bir nokta olup, özellikle bu tip uygulamalar konut dışı binalarda kesintili çalışma sonucu oluşacak olan olumsuzlukların önüne geçebilir. Yine bu tip uygulamalar daha düşük ısıtma suyu sıcaklıklarında çalışmaya da uygun olup, bu durum binanın depoladığı ısı miktarının düşmesini sağlayacaktır. Büyük kütleli bu gibi binalarda binada depolanan ısının azaltılması önemli bir konudur.

Yerden ısıtma sistemleri genelde ısı pompaları ile birlikte anılmakta olup, bu durum düşük sıcak su tasarım sıcaklıklarından kaynaklanmaktadır. Isı pompaları toprak ve güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına bağlı olarak çalışıyorsa, yerden ısıtma ile birlikte maddi ve çevresel açıdan olumlu getirileri olabilir. Yerden ısıtma sistemleri

bina yapılmadan önce tasarlanması gereken sistemler olup, mevcut binalara uygulanmaları daha zor ve masraflı olmaktadır.

4.5.2 Ofis binası HVAC sistemine uygulanan toprak kaynaklı ısı pompasının analizi

Isı pompalarının sıcak sulu ısıtma amacıyla kullanımında bir potansiyel bulunmaktadır. Özellikle yeterli ve uygun kalitede yeraltı suyu bulunması durumunda su-su ısı pompası cazip olabilmektedir. Yakıt fiyatları yükseldikçe gelecekte ısı pompaları daha yaygın kullanılacaktır. Isı pompalarının çevreyi koruma yönündeki üstünlüğü ve aynı zamanda yazın soğutmada kullanılabilme özelliği, kullanımlarını teşvik eden diğer önemli faktörlerdir [51].

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) sistemi, çevre dostu yenilenebilir bir enerji kaynağı olmasının yanında konvansiyonel ve diğer yenilenebilir enerji kaynakları ile birlikte kullanılabilir. Hidronik radyant sistemler (duvardan ısıtma sistemi vb.) gibi özellikle düşük sıcaklıklı enerji kaynağından faydalanarak konfor şartlarını sağlayabilen ısıtma sistemlerinin enerji ihtiyacının TKIP sistemi ile karşılanması olumlu sonuçlar vermektedir [15].

Isı pompalarının ekonomik açıdan en kazançlı olduğu yöreler, yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yörelerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve işyerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan, yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur [52].

Toprak kaynaklı ısı pompaları kapalı devre olarak çalışan sistemlerdir. Derin kuyu ve toprak kolektörü olmak üzere iki ana uygulama tipi bulunmaktadır. Toprağa gömülen borulardan oluşan toprak ısı değiştirgecinde ısı topraktan çekilir ve kapalı devre akışkanı tarafından ısı pompası eşanjörüne taşınır. Bu devrede antifrizli suyu dolaştıran bir sirkülasyon pompası bulunur. Sıcak sulu ısıtma devresi yine aynıdır. Toprak yerküre için bir izolasyon görevi görmektedir ve toprak yüzey sıcaklıkları mevsimlere göre yani dış hava sıcaklığına bağlı değişim göstermesine rağmen, yeryüzünün 15 m altından itibaren sıcaklık sabit yaklaşık 10 °C olmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları yaklaşık 70 kW kapasitelere kadar uygulanmaktadır ve çoklu uygulamalarda mümkün olmaktadır. Toprak kolektörü uygulamaları yüzeyden 1,5 –

2 m derinlikte yapılmaktadır ve ısı pompasından alınabilecek kapasite dış hava sıcaklıklarına bağlıdır [51].

Derin kuyu uygulamalarında, dar bir sondaj deliği delinerek ısı değiştirici borular toprağa düşey olarak yerleştirilir. Derin kuyu uygulamalarında cihazdan elde edilebilecek kapasite tam olarak belirlenememektedir. Derin kuyu uygulamalarında, birden fazla kuyu vurulacak ise kuyuların zemin suyu akış yönüne dik yerleştirilmesi kuyuların birbirini etkilememesi için gerekli bir uygulamadır. Bu kuyular arasında minimum 5 m mesafe olması gerekmektedir [51].

Isı pompalarında fosil yakıtlar kullanılmadığı için alternatif ısıtma sistemi olarak düşünülebilir. Isı pompası çalışma mantığı toprak, hava veya su gibi ısı kaynaklarından elde edilen enerjinin ısı pompasının kapalı devresinde bulunan buharlaştırıcı üzerinden alınması ile soğutucu akışkan sıcaklığının artırılması ve buharlaştırılması, kompresör yardımı ile basınç ve sıcaklığı iyice arttırılan gazın enerjisini yoğuşturucu üzerinden kullanılacak kapalı devrede bulunan suya aktarılmasına dayanır. Yoğuşturucuda enerjisini bırakan gaz tekrar buharlaştırıcıya girmeden genleşme vanasından geçirilir. Isı pompalarının ekonomikliği hangi yakıtlarla karşılaştırıldığına ve ısıtma tesir katsayısı (ITK) değerine bağlıdır. Propan ve mazota alternatif olarak ısı pompaları ekonomiktir [51].

Bu başlık altında incelenecek olan ısı değiştiricisi tipi dikey tip (U boru) toprak ısı değiştiricisidir. EnergyPlus programı ısı değiştiricisinde ısı yüklerine bağlı olarak değişen sıcaklık değerlerini g-fonksiyonu olarak tanımlanan fonksiyon yoluyla hesaplamaktadır. Program bu hesaplamayı Arunachalam'ın (1998) [53] tezinden uyarlamıştır. G-fonksiyonu farklı boru sayıları ve farklı boru dirençleri için farklı değerler alır. Aynı zamanda fonksiyonun değerleri borular arasındaki mesafenin boru derinliklerine oranı ile değişmektedir [31].

Eskilson (1987) [54], Yavuztürk ve Spitler (1999) [55] sırasıyla uzun ve kısa zamanlı tepki faktörlerini boru deliklerinin sıcaklık değişimlerini belirlemek için geliştirmiştir. Tepki faktörleri sınırsız sayı serilerinden oluşmakta olup, bu tepki faktörleri g-fonksiyonu olarak adlandırılmıştır. Program tarafından kullanılan değişken zaman adımlı model, yüklerde kısa dönemli dalgalanmalara karşı boru deliklerinin tepkisini tahmin etmek için hem uzun zaman adımlı g-fonksiyonlarını hem de kısa zaman adımlı g-fonksiyonlarını kullanmaktadır.

Eskilson (1987) çeşitli boru sayıları için g-fonksiyonları geliştirmiştir. Farklı B/H_{ID} oranları için g-fonksiyonları eğrileri elde etmiştir. Burada,

- B: Açılan boru delikleri arasındaki mesafeyi (m)
- H_{ID} : Boru deliklerinin uzunluğunu (m) temsil etmektedir.

Bu oran açılan tek boru deliği için sonsuz sayı değeri ile temsil edilmektedir. Eskilson tarafından geliştirilen g-fonksiyonları yine Eskilson tarafından tanımlanan $5r_b^2/\alpha$ olan ve tipik boru delik sistemleri için 3-6 saat arasında bir değere denk gelen zamandan sonra geçerlidir. Bu denklemde,

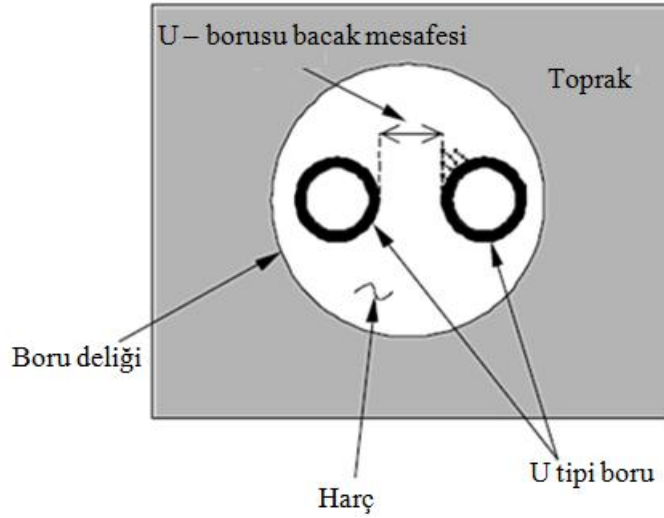
- r_b : Boru deliklerinin yarıçapı (m)
- α : Toprağın ısı difüzyon katsayısıdır. (m)

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin kısa dönemli tepkileri toprak bağlantılı ısı değiştiricilerinin tasarımı, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji analizi ve toprak kaynaklı hibrit sistemlerin tasarımı için önemlidir. Kısa zaman adımlı tepki faktörü, sistemin enerji tüketimini ve elektrik talebini saatlik ya da daha kısa zaman aralığında doğrudan değerlendirmeyi sağlamaktadır. Sıcaklık tepki faktörünün değişimi dikey (U-tüp) toprak bağlantılı ısı değiştiricisi üzerindeki ısı geçişinin simülasyonu için tasarımı yapılan, iki boyutlu zamana bağlı sonlu hacim modeline dayanmaktadır [55].

Yavuzturk ve Spitler (1999) [54], kısa zaman adımlı tepki faktörlerini, kutupsal koordinatlarda zamana bağlı ısı denklemini sonlu hacimler modelini kullanarak elde etmiştir. Bu sayısal model boru direncini, boru deliklerine dökülen harcın direncini ve borudaki akışkanın ısı taşınım katsayısı gibi değişkenleri de hesaplamalara dahil etmiştir. Eskilson tarafından ortaya konan çözümde bu bileşenlerin etkisi ihmal edilmiştir [40].

Kısa zaman adımlı g-fonksiyonları farklı sayıda boru uygulamaları için aynıdır. Çünkü 200 saati aşmayan sürelerde borular arasında bir etkileşim olmamaktadır. 200 saati aşan uygulamalar için uzun zaman adımlı g-fonksiyonları önerilmektedir [40].

Şekil 4.65’de temsili bir toprak kaynaklı dikey U tipi ısı değiştiricisi görülmektedir. Açılan deliğin etrafı ısı değiştiricisi yerleştirildikten sonra harç (grout) ile doldurulmuştur. Harcın ısı iletim katsayısı sistemin performansını etkileyen bir faktör olup, yüksek iletim katsayılı malzeme seçilmesi sistemi olumlu etkileyecektir.



Şekil 4.65 U tipi toprak kaynaklı ısı değiştiricisi (TKID) kesit görünümü [56].

Tezde kullanılan ısı değiştiricisi programın kendi veri tabanından alınmıştır. Program seçilen ısı değiştiricisi için gerekli olan g-fonksiyon değerlerini kendi vermektedir. Çizelge 4.21’de seçilen toprak kaynaklı ısı değiştiricisinin özellikleri görülmektedir. Toprak kaynağı sıcaklığı İstanbul için 10 °C olarak alınmıştır. Bu değer farklı yörelere, toprak özelliğine ve o bölgedeki yer altı sularına göre değişiklik gösterebilir. Boru uzunlukları program tarafından verilen uzunluklar olup, aynen alınmıştır.

EnergyPlus programı ısı pompası hesaplarında iki seçenek sunmaktadır. Bunlardan biri, ısı pompasının performansının belli katsayılar ile formüle edilmiş bir eşitlik (Heat Pump fit Equation) olarak alınması şeklinde olurken, diğer seçenek ısı pompası özelliklerinin kullanıcı tarafından girilmesini istemektedir. Analizler için seçilen ısı pompası, performansı katsayılar yolu ile formüle edilen ısı pompasıdır. Isıtma dönemi ve soğutma dönemi için seçilen ısı pompalarının özellikleri Çizelge 4.22’de görülmektedir.

Çizelge 4.22’de görüldüğü gibi ısı pompaları için A ve B katsayıları verilmiştir. Burada A katsayıları ısı pompaların anma gücüne ait katsayılar olup, B katsayıları güç tüketimine ait katsayılardır. Bu katsayıların kullanıldığı formüller programın mühendislik referans kitapçığında mevcuttur [40]. Bu değerler ısı pompalarının etkinlik değerleri üzerinde etkilidir. Yük tarafı debileri adından anlaşılacağı üzere, bina ısıtma ve soğutma yüklerini kısmi olarak karşılamak üzere seçilen debilerdir. Isıl kaynak tarafı debileri de TKID ile ısı transferini etkileyen debi değerlerini temsil etmektedir.

Çizelge 4.21 Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi (TKID) özellikleri.

16 Borulu Toprak Kaynaklı Isı Değiştiricisi	
Maksimum Debi (m^3/s)	0,00242
Boru Deliği Sayısı	16
Boru Uzunlukları (m)	76,2
Boru Delikleri Yarıçapı (m)	0,05715
Toprağın Isı İletimi (W/mK)	2,493
Toprağın Isı Kapasitesi ($\text{J/m}^3\text{K}$)	2495700
Akışkanın Özgöl Isısı (J/KgK)	4184,83
Toprak Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	10
Dökülen Harcın Isı İletim Katsayısı (W/mK)	1,4714
U Borunun Isı İletim Katsayısı (W/mK)	0,389
Akışkanın Isı İletim Katsayısı (W/mK)	0,582
Akışkanın Yoğunluğu (Kg/m^3)	998,2
Akışkan Viskozitesi (N-s/m^2)	0,0009458
U Borusu Dış Çapı (m)	0,0267
U borusu Bacakları Arası Mesafe (m)	0,0254
U borusu Et Kalınlığı (m)	0,00243

Isı pompaları sisteme ayrı olarak uygulanmıştır. Isıtma dönemi için yerden ısıtma sisteminin simülasyonu yapılmıştır. Isıtmada kullanılan ısı pompası yerden ısıtma sistemine bağlanmış, soğutmada kullanılan ısı pompası ise mevcut konvansiyonel sisteme uygulanmıştır. Ayrı ele alınmaları sonucu birbirleri ile etkileşimleri ihmal edilmiştir.

Isı pompaları ısıtma ve soğutma çevrimlerine paralel olarak bağlanmışır. Yani ısıtma dönemi için düşüncek olursak, kazandan önce ısı pompası, kapasitesi oranında ısıtma yükünü karşılamakta geri kalan yükü ise kazan tamamlamaktadır. Aynı şey soğutma yükünü karşılarken gerçekte, ısı pompası tarafından karşılanamayan soğutma yükünü su soğutma grubu karşılamaktadır.

Çizelge 4.22 Seçilen ısı pompalarına ait değerler.

	Isıtma Amaçlı Isı Pompası Özellikleri	Soğutma Amaçlı Isı Pompası Özellikleri
Yük Tarafı Akışkan Debisi (m ³ /s)	0,001	0,001
Isıl Kaynak Tarafı Akışkan Debisi (m ³ /s)	0,00189	0,00189
Anma Kapasitesi (W)	39040,92	39890,91
Anma Güç Tüketimi (W)	5130	4790
A ₁	-3,33491153	-1,52030596
A ₂	-0,51451946	3,46625667
A ₃	4,51592706	-1,32267797
A ₄	0,01797107	0,09395678
A ₅	0,155797661	0,038975504
B ₁	-8,93121751	-8,59564386
B ₂	8,57035762	0,96265085
B ₃	1,29660976	8,69489229
B ₄	-0,21629222	0,02501669
B ₅	0,033862378	-0,20132665

Sisteme tanıtılması gereken bir diğer bileşen ısı değiştiricisinde (TKID) çevrimi sağlayacak olan pompaya ait özelliklerdir. Isı değiştiricisi sirkülasyon pompasına ait özellikler Çizelge 4.23’de verilmektedir. Güç tüketim değerlerine bakıldığında pompaların güç tüketimi toplam enerji tüketimi içinde çok küçük kalmaktadır.

EnergyPlus programı hesaplamaları yapabilmek adına İstanbul için 4 m derinliğindeki toprak sıcaklık değerlerinin, aylık veriler şeklinde sisteme girilmesini istemektedir. Bu değerler ısı değiştiricisi akışkan sıcaklıklarını etkilemektedir. 4 m derinliğindeki toprak sıcaklığının hesaplanmasında İstanbul için aylık dış ortam hava sıcaklık verileri kullanılmıştır.

Çizelge 4.23 TKID sirkülasyon pompalarının özellikleri.

	Isıtma dönemi	Soğutma Dönemi
Anma Debisi (m ³ /s)	0,0025	0,0033
Anma Pompa basıncı (Pa)	5000	5000
Maksimum Güç Tüketimi (W)	19	25
Motor Verimi	0,9	0,9

Başlangıç şartlarının etkili olmadığı bir zaman sonrası için hesaplamalar ele alınmıştır. Dış ortam havasının, aylık ortalama sıcaklık değerlerinin aynı zamanda toprak yüzey sıcaklığı olduğu kabulü yapılarak, toprak yarı sonsuz bir kütle olarak değerlendirilmiştir. İstanbul için ortalama dış hava sıcaklıkları ağustos ayında maksimum, şubat ayında ise minimum olmakta ve yıllık değişimi sinüs ve kosinüs eğrilerine benzemektedir. Tüm bu kabullerden sonra periyodik olarak değişen toprak yüzeyi sıcaklığı denklem (4.10) ile ifade edilmiştir [29].

$$T=T_m+T_a*\cos(w*t) \quad (4.10)$$

- T: Toprak yüzeyinin sıcaklığı (°C)
- T_m: Yıllık ortalama toprak yüzeyindeki sıcaklık (°C)
- T_a: Yüzeydeki toprak sıcaklığının genliği (°C)
- w: Toprak yüzey sıcaklığının frekansı (2*pi/12) (rad/ay)
- t: Zaman (s)

Hesaplamalar sıcaklığın zamana bağlı olarak derinlik ile değiştiği varsayımı ile çözülmüş, yani zamana bağlı tek boyutlu ısı denkleminin çözümü yapılmıştır (4.11) [29].

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha_t * \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (4.11)$$

θ burada 4 m derinlikteki sıcaklık ile yıllık ortalama sıcaklık arasındaki farkı temsil etmektedir.

- α_t: Toprak ısı difüzyon katsayısı (m²/s)
- x: Sıcaklığın hesaplandığı toprak derinliği (m)

Bu denklemin çözümü denklem (4.12)'de görülmektedir.

$$\frac{T(x,t) - T_m}{T_a} = \exp\left(-\sqrt{w/2\alpha_t} * x\right) * \cos\left(wt - \sqrt{w/2\alpha_t} * x\right) \quad (4.12)$$

- $T(x,t)$: x derinliğindeki toprak sıcaklığının değeri (°C)

İstanbul için ortalama toprak yüzeyi sıcaklığı 14,501 °C olarak aylık hava verilerine göre hesaplanmıştır. Genlik 9,737 °C olarak, yıllık sıcaklık farkları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Toprak ısı difüzyon katsayısı İstanbul için 0,00000068 m²/s [12] olarak alınmış, program aylık olarak toprak sıcaklığı istediği için frekans değeri (w) 2π/12 olarak alındı. Tüm bu değerler ve kabuller sonucu İstanbul için 4 m derinlikte çalışma kapsamında hesaplanan toprak sıcaklığının sonuçları Çizelge 4.24'de görülmektedir.

Çizelge 4.24 İstanbul için 4 m derinlikteki aylık toprak sıcaklıkları.

Aylar	4 m Derinlikteki Toprak Sıcaklığı (°C)
Ocak	15,468
Şubat	14,55
Mart	13,334
Nisan	12,666
Mayıs	12,367
Haziran	12,727
Temmuz	13,534
Ağustos	14,617
Eylül	15,595
Ekim	16,407
Kasım	16,584
Aralık	16,291

Çizelge 4.24'den görüleceği üzere minimum sıcaklık Mayıs ayında olurken, maksimum sıcaklık değeri Kasım ayında olmaktadır. Bu şaşırtıcı değildir. Çünkü toprağın 4 m altında sıcaklık dış havada olduğu gibi ani olarak değişmez. Değişim süresi daha uzun ve genliği dış ortam havasına göre daha azdır. Yaz boyunca sıcak

giden havalar kasım ayına kadar toprağın ısısının artmasına sebep olmuştur. Fakat kasım ayından itibaren sıcaklıkların düşmesi, toprağın sıcaklığının mayıs ayına kadar azalmasına neden olmuştur.

Gerekli olan tüm bilgiler tanımlandıktan sonra program simülasyon için hazırdır. Elde edilen sonuçlar ısıtma ve soğutma dönemi için iki ayrı başlık altında incelenecektir.

4.5.2.1 Isı pompasının mevcut HVAC sistemi ile soğutmada kullanımı ve enerji analizi

Bu bölümde Çizelge 4.22’de özellikleri verilen soğutma amaçlı ısı pompasının analizi yapılmıştır. Isıtma ve soğutma dönemine ait tasarım değerlerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Tasarım sıcaklıkları referans haldeki gibi alınmıştır.

Kazan ve su soğutma grubu çalışmaya devam etmiştir. Isı pompası soğutma grubuna paralel ve öncelikli olarak bağlanmıştır. Yani gereken soğutma yükünün bir kısmını öncelikle ısı pompası karşılamakta, kalan yük soğutma grubu tarafından karşılanmaktadır. Isıtma yükü ise yine tamamen kazan tarafından karşılanmaktadır.

Yapılan analiz sonucunda ısı pompasının minimum etkenlik değerini aldığı ay ekim ayı olup, değeri 5,31’dir. Maksimum etkenlik değeri ise nisan ayında olup, değeri 6,1 olarak gerçekleşmiştir. Soğutma yapılan dönem için ortalama etkenlik değeri 5,62 olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara dayanarak ısı pompası uygulamasının avantajlı olduğu söylenebilir. Harcanan 1 birim enerji için ortalamada 5,62 birim enerji elde edilmiştir. Isı pompası etkenlik değeri sonuçları Çizelge 4.22’de verilen katsayılara, toprak sıcaklığına ve toprak kaynaklı ısı değiştiricisi gibi etkenlere bağlıdır. Özellikle uygun toprak sıcaklığı etkenlik değerlerini önemli ölçüde değiştirebilir.

Bu bölümde ısıtma dönemine ait değerler irdelenmeyecektir. Çünkü bu değerler referans değerler ile aynıdır. Sadece geçiş ayları olarak tanımlanan, ısıtma ve soğutmanın birlikte yapıldığı aylarda elektrik tüketiminde ufak farklılıklar mevcutsa da bunlar soğutma dönemi kapsamında değerlendirilmiştir. Çizelge 4.25’de simülasyon²⁸ için gerekli boyutsuz sayıların hesaplanmasında kullanılacak olan analiz sonuçları görülmektedir.

Çizelge 4.25’de dikkat edilmesi gereken önemli verilerden biri su soğutma grubu besleme suyu çıkış sıcaklığıdır. 7,22 °C olarak ayarlanan bu değer istenen değer

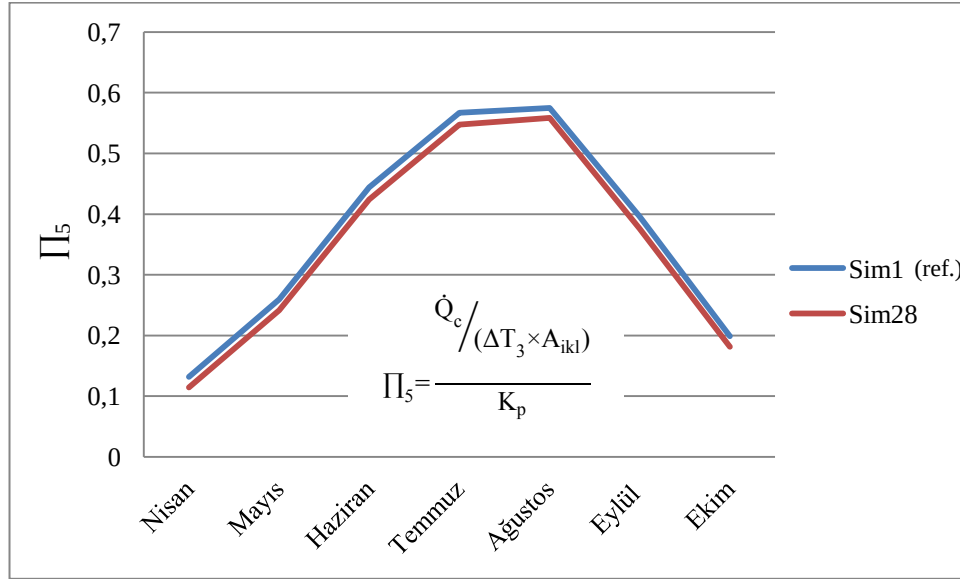
üstünde gerçekleşmiştir. Bu durumun sebebi ısı pompası çıkış sıcaklıklarının $8,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarlarında olmasıdır. Simülasyon programı, tasarım sıcaklığına bu sebeple ulaşamamıştır. Bu durum soğutma grubunun (chiller) etkenlik değerini düşürecektir. Çünkü program $7,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik tasarım sıcaklığını ayarlamak için soğutma grubuna yüklenecek bu da debi miktarını arttıracaktır. Debi değerinin artması soğutma grubunun çalışma sıcaklıkları arasındaki farkı azaltacak, dolayısıyla ufak sıcaklık farkları için soğutma grubu sürekli devreye girmek zorunda kalacaktır. Isı pompasının istenen değere ulaşamamasının sebebi, yük değerleri ve ısı pompasının performansını belirleyen katsayılar ile alakalıdır. Bu durum birden fazla ısı pompasının ya da daha büyük kapasiteli ısı pompasının kullanılması ile çözülebilir. Her durumda ısı pompasının etkenlik değerleri ortadadır ve kullanımı faydalıdır. Bu fayda Çizelge 4.25'de su soğutma grubu yüklerinden görülebilir.

Çizelge 4.25 Isı pompası ile beraber çalışan soğutma grubuna ve sisteme ait veriler.

	$\dot{Q}_c\text{ (W)}$	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$\dot{m}_c\text{ (Kg/s)}$	$\dot{W}_{\text{elek}}\text{ (W)}$
Nisan	97391,2	7,57	2,240324	191644
Mayıs	207716	7,38	4,820939	197201
Haziran	366611	7,27	8,560425	226326
Temmuz	473541	7,26	11,0981	242234
Ağustos	480918	7,26	11,2694	241167
Eylül	324753	7,29	7,547652	227762
Ekim	155467	7,45	3,573691	202751

Şekil 4.66'dan anlaşıldığı gibi soğutma grubu üzerindeki yükün bir kısmının ısı pompası tarafından karşılanması, Π_5 boyutsuz sayısının grafiğini referans grafiğin altına çekmiştir. Bu grafiklerdeki tek etken yükteki azalma değildir. Aynı zamanda besleme suyu tasarım sıcaklığındaki kısmi artışta eğrinin değerlerini belirlemede etkili olmuştur. Isı pompası ekim ayında $16,76\text{ kW}$ 'lık bir yük karşılarken, bu değer haziran ayında $18,75\text{ kW}$ olmuştur. Bu değerler aynı zamanda minimum ve maksimum yük karşılama değerleridir. Karşılanamayan yükün geri kalanı da

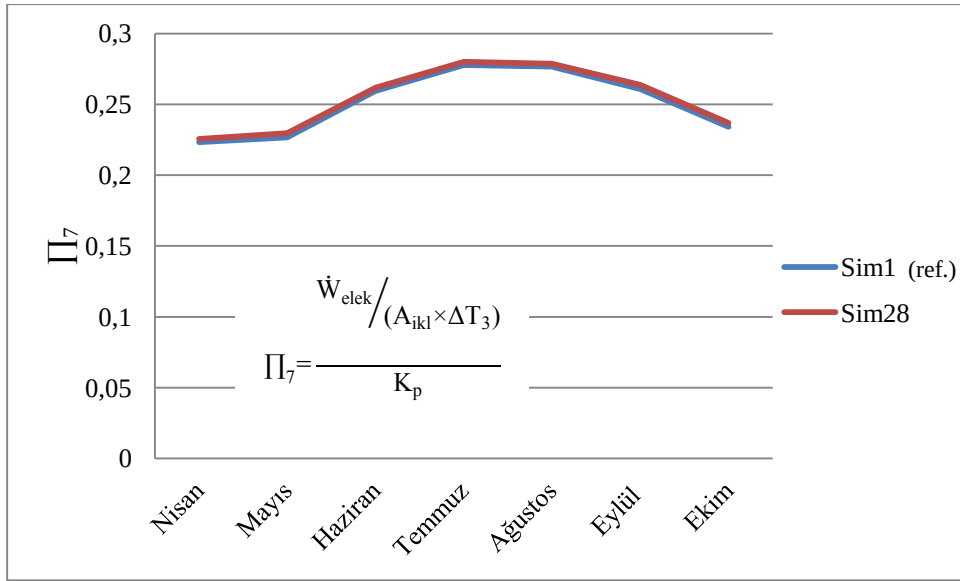
soğutma grubu tarafından karşılanmıştır. Yıllık toplamda 5.904,356 GJ olarak hesaplanan soğutma yükünün %5,6'sı ısı pompası tarafından karşılanmıştır.



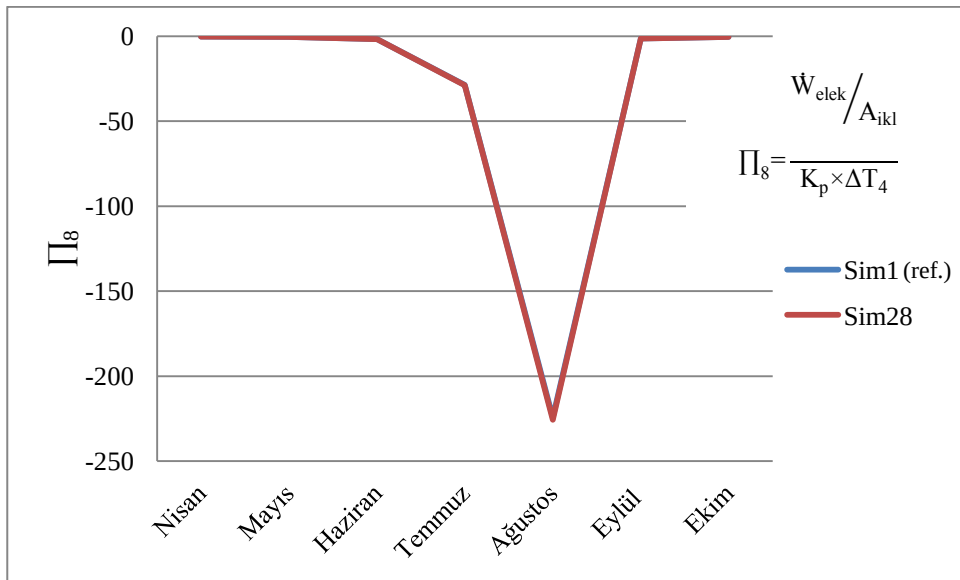
Şekil 4.66 Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_5 boyutsuz sayısının grafikleri.

Mahal tasarım sıcaklıklarında bir değişiklik yapılmadığı için Π_6 boyutsuz sayısının grafikleri aynı kalmıştır. Şekil 4.67'de elektrik tüketimi hakkında veri sunan Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri görülmektedir. Referans halin daha düşük elektrik tüketimine sahip olduğu görülmektedir. Fakat buradaki diğer bir etken soğutma grubundaki besleme suyu sıcaklığıdır. Besleme suyu sıcaklığındaki artış hem soğutma grubunun performansını kötü etkileyerek elektrik tüketimini arttırmış, hem de Π_7 boyutsuz sayısını doğrudan etkilemiştir. Elektrik tüketimindeki artış ısı pompası özellikleri ve yük miktarları ile alakalı olduğundan, programın yaptığı hesaplamalarda bu tip sonuçlar sistemin tasarımı ile alakalıdır.

Şekil 4.68'de yine elektrik tüketimi ile ilgili bilgi sağlayan Π_8 sayısının grafikleri görülmektedir. Grafik değerleri yüksek olduğu için simülasyon1 ile simülasyon28 grafikleri üst üste binmiş bir şekilde görülmektedir. Buradan elektrik tüketimindeki farkın fazla olmadığı sonucu çıkarılabilir. Referans değer için yıllık 6.100,21 GJ olan elektrik tüketimi, soğutma amaçlı ısı pompasının kullanıldığı sistemde %0,17 artmıştır. Bu artış daha öncede belirtildiği üzere ısı pompasının performansı ile ilgili değil, programa tanıtılan sistem değişkenleriyle alakalıdır.

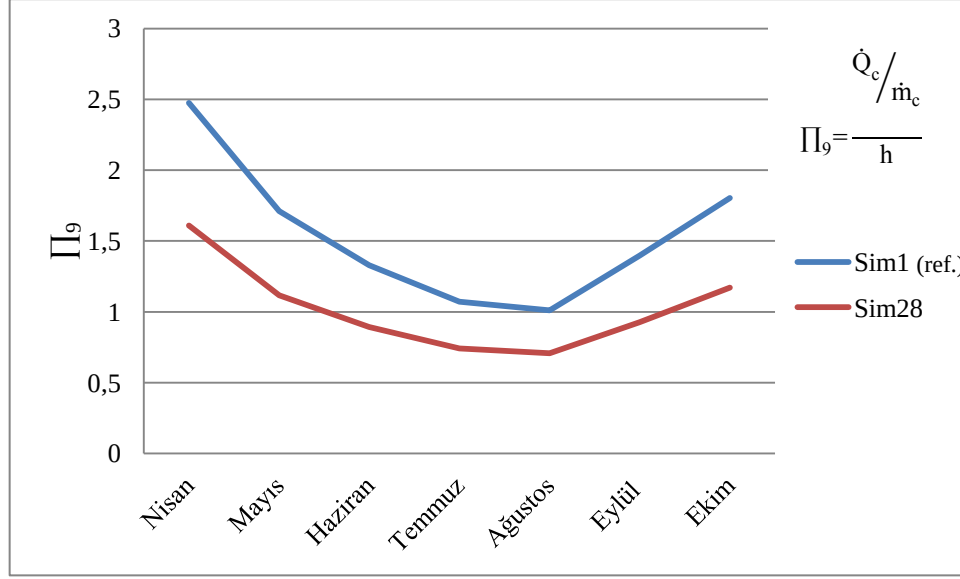


Şekil 4.67 Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_7 boyutsuz sayısının grafikleri.



Şekil 4.68 Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_8 boyutsuz sayısının grafikleri.

Şekil 4.69'daki grafikler daha net ve açıklayıcı bilgi vermektedir. Soğutma grubundaki kısmi yük azalması ve debi miktarının, soğutma suyu sıcaklığının tasarım değerine ayarlanması amacıyla artması, simülasyon28 eğrisini referans eğrinin oldukça altına çekmiştir. Daha öncede belirtildiği üzere bu değerler daha fazla ısı pompasının paralel bağlanması ya da ısı pompası değişkenlerinin tekrar düzenlemesi ile giderilebilir. Sonuç olarak ısı pompası etkenlik değerleri yüksek olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.69 Soğutma amaçlı ısı pompasının kullanımı sonucu Π_9 boyutsuz sayısının grafikleri.

4.5.2.2 Isı pompasının yerden ısıtma sistemi ile ısıtmada kullanımı ve enerji analizi

Bu bölümde ısıtma amaçlı kullanılacak olan ısı pompası yerden ısıtma sistemi ile birlikte uygulanmıştır. Kazan karşılanamayan yükleri kapatmak amacıyla çalışmıştır. Soğutma sistemi referans haldeki gibi olup, hiçbir tasarım değeri değiştirilmemiştir. Yerden ısıtma sistemi özellikleri, simlasyon26’da alınan özellikler olarak seçilmiştir. Bu sistem için yapılan simülasyon sonucu elde edilen değerler, ısıtma dönemi için Çizelge 4.26’da verilmiştir.

Bu bölümde referans grafiklerinin yanında simülasyon26’ya ait grafiklerde ısı pompasının kullanıldığı grafiklerle karşılaştırılmıştır.

Yapılan simülasyonlar sonucunda ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompasının minimum etkenlik değeri mayıs ayında 3,96 olurken, maksimum etkenlik değeri ocak ayında 4,31 olarak gerçekleşmiştir. Ortalama etkenlik değeri ısıtma yapılan aylar için 4,14 olarak elde edilmiştir. Buradan ısıtma amaçlı ısı pompasının gayet iyi bir performansa sahip olduğu söylenebilir. Seçilen mahal tasarım sıcaklığı nedeniyle eylül ayı için ısıtma ihtiyacı çıkmamıştır.

Çizelge 4.26’dan görüleceği üzere besleme suyu tasarım sıcaklığı 40 °C olmasına karşın, bu değere tam olarak ulaşamamıştır. Bu durumun sebebi soğutma amaçlı ısı pompasının anlatıldığı bir önceki bölümde açıklanmıştır. Isıtma amaçlı kullanılan ısı pompasının istenilen sıcaklığa ulaşmaması nedeniyle kazan, mayıs ve ekim aylarında

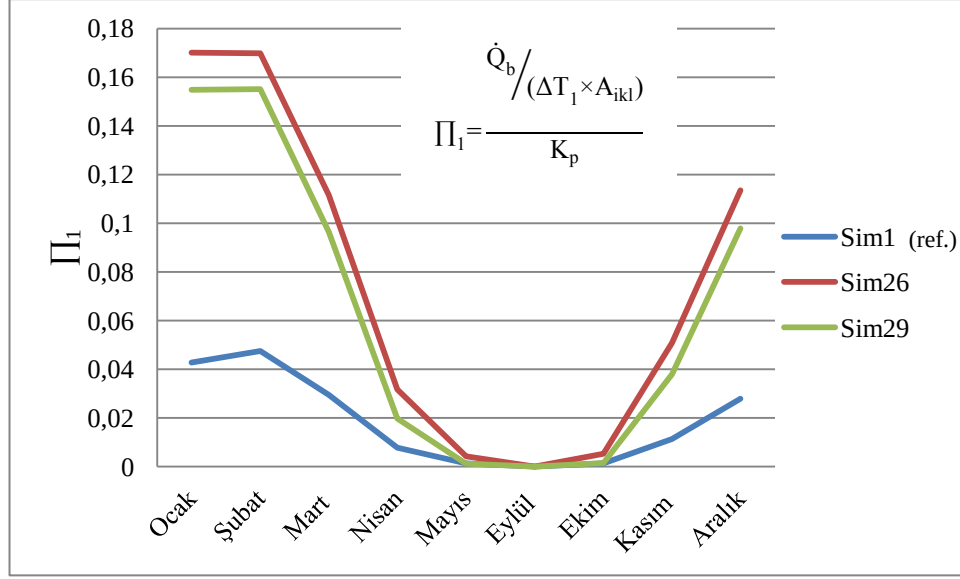
da tasarım sıcaklığını yakalamak amacıyla çalışmıştır. Oysaki ısı pompası bu aylardaki ısı yüklerini tek başına karşılayacak durumdadır. Isı pompasının tasarım sıcaklığına ulaşamamasının sebebi daha öncede belirtildiği gibi yük yoğunluğu ve ısı pompasının tasarım değişkenleri ile alakalıdır. Buna rağmen ısı pompası önemli ölçüde kısmi yükleri karşılamış ve kazan yükünü azaltmıştır.

Çizelge 4.26 Isıtma dönemi için ısı pompası ile beraber çalışan kazana ve sisteme ait veriler.

	$\dot{Q}_b$ (W)	T_b (°C)	$\dot{W}_{\text{elek}}$ (W)
Ocak	151751	39,76	163153
Şubat	151186	39,65	161745
Mart	93390,1	39,53	154146
Nisan	18257,9	38,72	197098
Mayıs	1137,93	39,02	197574
Eylül	0	38,81	226417
Ekim	1334,89	38,77	204161
Kasım	35459,4	38,91	164717
Aralık	95274,9	39,63	170270

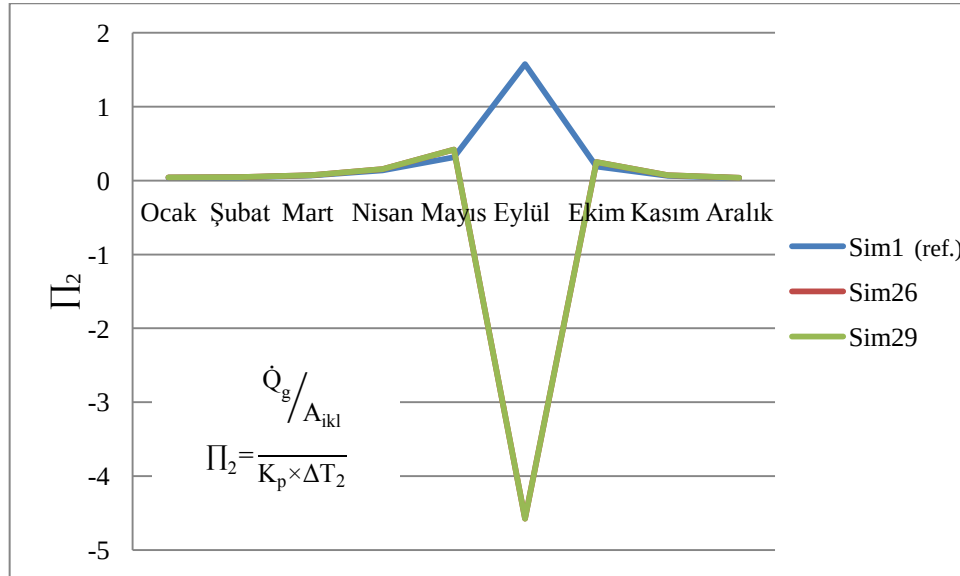
Şekil 4.70'den referans halin temsil ettiği eğrinin, diğer iki eğriden oldukça altta kaldığı görülmektedir. Simülasyon26 eğrisi mevcut konvansiyonel sisteme yerden ısıtma uygulamasının bir sonucuyken, simülasyon29 eğrisi bu sisteme ısı pompasının da eklenmesi sonucu oluşan eğridir. Yerden ısıtma sistem eğrisini temsil eden eğrilerin, referans halden daha yukarıda olmalarının sebebi yerden ısıtmada enerji tüketiminin artmış olması ve kazan çıkışı besleme suyu sıcaklığının 40 °C olarak alınmasıdır. Bu iki değer eğrileri doğrudan etkilemektedir.

Yerden ısıtma sistemine ait eğriler ile referans hali temsil eden eğrinin kıyaslaması daha önce yapılmıştı. Bu noktada durulması gereken önemli konu, ısı pompası kullanımı ile kazan yükünün azalmasıdır. Bu durum simülasyon26 ve simülasyon29 eğrilerinden açıkça görülebilir. Çünkü bu iki eğri arasındaki etkin değişken kazanın kapasitesidir. Simülasyon29 eğrisinde görüldüğü üzere kazan yükü azalmıştır. Bu nedenle ısı pompasının kazan yükünün önemli bir kısmını karşıladığı söylenebilir. Simülasyon29 için elde edilen sonuçlardan ısı pompasının yıllık 1.683,38 GJ değerindeki ısıtma ihtiyacının %15,45'ini karşıladığı bulunmuştur.



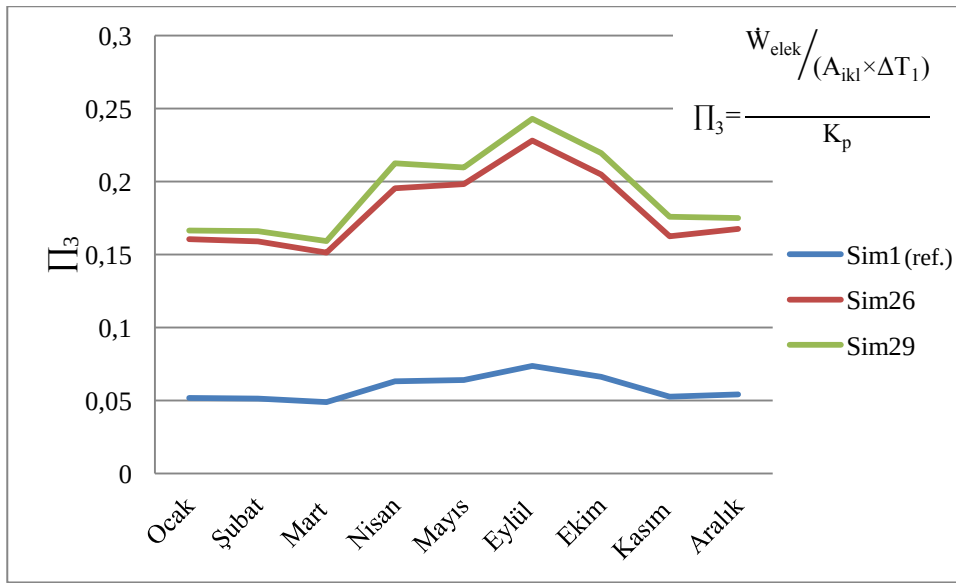
Şekil 4.70 Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_1 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.

Şekil 4.71'deki değişimler güneş ışınlamına ve mahal tasarım sıcaklığına göre farklılıklar göstermektedir. Gelen güneş ışınlamı miktarı tüm analizlerde aynıdır. Farklı olan değişken, mahal tasarım sıcaklık değeri olup, bu değer yerden ısıtmada ortalama hava sıcaklığı olarak değil, operatif sıcaklık olarak ve 20,5 °C değerinde alınmıştır. Yerden ısıtmanın uygulandığı eğriler bu sebeple üst üste gelirken referans eğrisi bu eğrilerden ayrılmıştır. Negatif değerlerin sebebi dış ortam hava sıcaklığının mahal tasarım sıcaklığının üzerinde olmasındandır. Bu durum yerden ısıtma için gerçekleşmektedir.



Şekil 4.71 Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_2 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.

Şekil 4.72’de elektrik tüketimi hakkında veri sunan Π_3 boyutsuz sayısının grafikleri görülmektedir. Bu grafikleri etkileyen diğer bir faktörde yine kazan besleme suyu tasarım sıcaklığıdır. Yerden ısıtmayı temsil eden iki eğrinin referans eğrinin çok üstünde olmasının sebebi bu değeridir. Yerden ısıtmayı temsil eden eğriler arasındaki elektrik tüketimindeki fark ise ağırlıklı olarak ısı pompasının tükettiği elektrik miktarı ile alakalıdır. Isı pompası tüm yıl boyunca 62,3 GJ elektrik harcarken, buna karşılık 260 GJ ısıtma desteği vermektedir. Isı pompasının toplam elektrik tüketimindeki payı %1 olmaktadır. HVAC sistemleri tarafından tüketilen elektriğin ise %2,94’ünü ısı pompası tüketmektedir.



Şekil 4.72 Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_3 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.

Şekil 4.73’deki eğri sadece yerden ısıtma sistemleri ve referans durum için açıklayıcı bilgi vermektedir. Buradaki eğrileri etkileyen en önemli faktör tasarım sıcaklığı olmuştur. Tasarım sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın azalması, bu boyutsuz sayının grafik karakteristiğini önemli ölçüde etkilerken, elektrik tüketimindeki değişimler bu etkiye göre boyutsuz sayı grafikleri üzerinde daha az belirleyici olmuştur.

Buraya kadar olan kısımda ısıtma dönemi için değerlendirme yapılmıştır. Yerden ısıtma sistemi ve ısı pompalı yerden ısıtma sisteminin yaz dönemlerine ve ara dönemlere azda olsa etkisi olacaktır. Simülasyon29 için soğutma dönemlerine ait değişken değerleri Çizelge 4.27’de verilmektedir. Fakat bu değerler simülasyon26 değerleri ile boyutsuz sayıların kullanımına gerek olmayacak kadar küçük farklar

içermektedir. Bu farklarda açık olarak, sıcak su tasarım sıcaklığı olan 40 °C'ye ısı pompası ile kullanımda tam olarak ulaşılmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.73 Yerden ısıtma sistemine ısı pompası eklenmesi ile oluşan Π_4 boyutsuz sayısı eğrisi ve mevcut diğer iki eğri.

Çizelge 4.27 Isıtma amaçlı ısı pompasının kullanıldığı soğutma dönemine ait simülasyon sonuçları.

	$\dot{Q}_c$ (W)	$\dot{m}_c$ (Kg/s)	$\dot{W}_{elek}$ (W)
Nisan	117105	1,75331	197098
Mayıs	225987	3,423253	197574
Haziran	385659	6,040216	225168
Temmuz	492153	7,977352	241131
Ağustos	498762	8,163883	240059
Eylül	343738	5,299891	226417
Ekim	172826	2,577978	204161

Isıtmada ve soğutmada ısı pompasının kullanımı faydalı olmuş, talep edilen yüklerin karşılanmasında yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak topraktan faydalanılmıştır. Uygun toprak sıcaklığında ısı pompaları çok iyi sonuçlar vermektedir. Özellikle İstanbul gibi yerlerde, uygun toprak sıcaklığı ile ısı pompaları etkin soğutma yapabilirler. 4 m derinlik için yapılan sıcaklık hesaplamalarına bakıldığında, sadece dikey tip ısı değiştiricileri değil, yatay ısı değiştiricilerinin de kullanılması ısıtmada ısı pompası etkinliğini arttırabilir.

Isı pompalarının kullanımı ve vereceği sonuçlar hesaplamalar açısından zorluklar içermektedir. EnergyPlus programını kullanarak belli toprak sıcaklığında, belli

özelliklere sahip ısı pompalarının ve ısı değiştiricisinin verdiği tepkiler zamana bağlı hesaplamalar sayesinde elde edilmiştir. Hesaplamalarda ısı değiştiricisine ait birçok bilginin hesaba katılması, hesaplamanın hassasiyeti açısından önemli bir olgudur.

4.6 Ofis Binası Elektrik Tkretiminin Yenilenebilir Kaynaklar ile Karşılanması

Bu bölümde EnergyPlus simülasyon programı kullanarak rüzgar türbinlerinin ve güneş pillerinin İstanbul hava koşullarında enerji analizi yapılmıştır. Rüzgardan elektrik üretiminde kullanılacak olan 250 kW ve 500 kW'lık iki rüzgar türbini için enerji hesabı, program tarafından meteorolojik veriler dosyasındaki rüzgar verilerine dayalı olarak yapılmıştır. Her biri net 30 m² alana sahip 8 güneş pili sistemi, programa tanıtılmış ve İstanbul şartlarında elektrik üretimi miktarı program tarafından hesaplanmıştır. Program üretilen elektriğin ne kadarının doğrudan binaya, ne kadarının elektrik ağına iletildiği verileri de sunmaktadır. Bu bölümde boyutsuz sayılar kullanılmamıştır. Bunun nedeni rüzgar türbinlerinin ofis binasının yüklerini etkilememesi ve güneş pillerinin ufak çaplı etki yaratmasıdır.

4.6.1 Rüzgar enerjisinin kullanımı ve enerji analizi

Bu bölümde 250 ve 500 kW anma gücüne sahip, iki türbinin özellikleri programa tanıtılarak simülasyon yapılmış ve elektrik üretim miktarları EnergyPlus programı tarafından belirlenmiştir. Seçilen türbinler farklı yüksekliklere sahiptir. Seçilen iki türbine ait teknik özellikler izelge 4.28'de görülmektedir.

Çizelge 4.28 Rüzgar türbinlerine ait teknik veriler [57].

	250 kW rüzgar türbini	500 kW rüzgar türbini
Türbin tipi	Yatay eksenli	Yatay eksenli
Rotor hızı (dev/dak)	42	35
Rotor apı (m)	32	48
Kule yüksekliği (m)	40	50
Pala sayısı	3	3
Devreye girme hızı (m/s)	3	3
Optimum alışma hızı (m/s)	12	12
Devreden ıkma hızı (m/s)	25	25

Rüzgar türbinin performansını belirleyen bu verilerin dışında önemli bir veri daha vardır. Bu veri, türbin kanat ucu hızının o yükseklikteki rüzgar hızına oranıdır. 3 palaya yani kanata sahip türbinler için önerilen uygun oran 5'dir [58].

Hesaplamalarda da bu değer kullanılmıştır. Türbinler için kanat ucu hızları 250 kW gücündeki türbin için 157,5 m/s ve 500 kW gücündeki türbin için 122,5 m/s olarak alınmıştır.

EnergyPlus programı rüzgar türbininden elde edilecek olan elektrik gücünü denklemler (4.13)’den hesaplamaktadır [40].

$$P = \eta * \frac{1}{2} * \rho_{\text{yerel}} * A_r * V_{\text{yerel}}^3 * C_p \quad (4.13)$$

- P (W): Üretilen elektrik miktarını göstermektedir.
- η : Sistem toplam verimidir. EnergyPlus programı türbin elektrik üretimini hesaplariken, türbine ait birçok alt bileşeni ayrıntılı olarak hesaba katmak yerine, bu bileşenlerde meydana gelen tüm kayıpları tek bir verim ifadesi şeklinde önermekte ve bunun için bir değer tanımlamaktadır. Bu değer 0,835 olup, hesaplamalarda aynen alınmıştır.
- ρ_{yerel} (kg/m³): Türbinin kule ykseklililindeki hava yoğunlu olup, program tarafından psikometrik fonksiyonlar yoluyla hesaplanır [40].
- A_r (m²): Türbin kanatlarının süpürdüğü alanı temsil etmektedir.
- C_p : Türbinin maksimum güç katsayısıdır. Bu değer teorik olarak maksimum 0,59 olabilmektedir. EnergyPlus programına ait veri girişi referans dosyasında [31] 0,35 değeri önerilmekte olup, bu değer aynen alınmıştır. Bu değer maksimum olup, hesaplamalarda rüzgar hızlarına göre değişkenlik gösterecektir.
- V_{yerel} (m/s): Türbin kulesi ykseklilindeki rüzgar hızlarıdır.

Denklem (4.13)’deki en önemli bileşen rüzgar hızları olup, bu değişken rüzgar türbini güç katsayısının (C_p) değerini etkilemektedir. Rüzgar hızındaki artış, enerji miktarını bu artışın küpü ile orantılı olarak arttırmaktadır. Öte taraftan rüzgar hızlarını hassas olarak belirlemek, rüzgar enerjisinden faydalanacak olan ülkeler açısından masraflı bir süreçtir. Çünkü her bölgenin kendine ait coğrafi özellikleri bulunmaktadır ve rüzgar türbini kurulacak olan bölgenin rüzgar hızları iyi tahmin edilmelidir. Çünkü yapılan enerji hesapları bu hızlara göre yapılacak ve ona göre de maliyet hesabı çıkarılacaktır.

EnergyPlus programı tarafından kullanılan İstanbul için hava verileri, belli istasyonlara dayalı veriler olup, İstanbul için genellenemez. Fakat program türbin

yüksekliğinde daha hassas rüzgar hızları elde etmek amacıyla bir dizi denklem kullanılmaktadır. Denklem (4.14)'de meteorolojik veriler dosyasından, tipik meteorolojik istasyon yüksekliği (10 m) için elde edilen yıllık rüzgar hızı, ele alınan bölgedeki yerel rüzgar hızı değerine dönüştürülmektedir. Denklem (4.15)'de verilen F_V ifadesi, rüzgar hız çarpanı olarak adlandırılmakta ve eğer hesaplamalarda bölgeye ait hava dosyaları kullanılmıyorsa 1 olarak alınmaktadır [31]. Denklem (4.16) rüzgar türbini kule yüksekliğinde, program tarafından hassas olarak hesaplanmaya çalışılan rüzgar hızını (V_{yerel}) vermektedir.

$$V_{L_{TMY}} = V_{AnnuAvg} * \left(\frac{\delta_{met}}{H_{met}} \right)^{\alpha_{met}} * \left(\frac{H}{\delta} \right)^{\alpha} \quad (4.14)$$

$$F_V = \frac{V_{L_{TMY}}}{V_{yerel}} \quad (4.15)$$

$$F_V = \frac{V_Z}{V_{yerel}} \quad (4.16)$$

Denklemlerde verilen ifadelerin anlamları ve değerleri aşağıda sıralanmaktadır.

- $V_{AnnuAvg}$ (m/s): Meteorolojik istasyon yüksekliğindeki ortalama yıllık hız değeri olup, İstanbul için kullandığımız meteorolojik veriler dosyasından alınır.
- δ_{met} (m): Düz ve açık alan için rüzgar sınır tabaka kalınlığını ifade etmekte olup, hesaplamalarda 270 m olarak alınır [40].
- δ (m): Ele alınan bölgenin rüzgar sınır tabakasını temsil etmekte olup, değeri 370 m'dir.
- H_{met} (m): Standart Meteorolojik ölçüm istasyon yüksekliği olup, 10 m'dir.
- H (m): Rüzgar hızının hesaplanmaya çalışıldığı yüksekliği ifade eder.
- α_{met} : Rüzgar ölçümlerinin yapıldığı açık ve düz bir alanı temsil eden üstel değer olup, değeri 0,14'dür [40].
- α : Yerel rüzgar hızlarını hesaplamada kullanılacak olan üstel değer olup, değeri 0,22'dir [40].

EnergyPlus bu meteorolojik istasyon verilerine dayalı bu değerleri kullanarak, istenilen yükseklik için bir hız değeri (V_Z) verir. Program türbin yüksekliğindeki rüzgar hızını daha hassas hesaplama amacıyla F_V katsayısını kullanmaktadır. Bu

katsayı önceki bölümlerde Çizelge 3.8’de verdiğimiz dizayn günlerine ait verilere ve meteorolojik veriler dosyasındaki verilere dayalı olarak hesaplanmaktadır. Tüm bu hesaplar, programın simülasyon zaman adımları için uygulanmakta ve elde edilen rüzgar hızları için, türbinin üreteceği güç ortaya konmaktadır.

Çizelge 4.28’de verildiği gibi türbin kule yükseklikleri 40 m ve 50 m olarak belirlenmiştir. Bu yükseklikler denklem (4.14)’deki H değerini ifade etmektedir. Yapılan hesaplamalarda, türbin hiçbir şekilde ofis binasını etkilememekte ve sadece üretilen aylık güç değerlerini ortaya koymaktadır. Bunun dışında rüzgar türbini gece saatlerinde de aktif olduğu için, üretilen gücün ne kadarının elektrik ağına iletilildiğini program vermektedir.

Çizelge 4.29’da 250 kW ve 500 kW’lık türbinlerden elde edilen elektrik enerjisi ile binanın toplam elektrik talebi aylık olarak verilmektedir.

Çizelge 4.29 250 ve 500 kW’lık türbinlerden elde edilen elektrik miktarları.

	250 kW’lık türbinin elektrik üretimi (kW)	500 kW’lık türbinin elektrik üretimi (kW)	Binanın toplam elektrik talebi (kW)
Ocak	13,3979	37,8094	158,932
Şubat	17,2118	48,3790	157,400
Mart	8,43439	24,2172	150,035
Nisan	5,80809	16,7690	193,585
Mayıs	7,29486	20,8441	196,561
Haziran	6,12391	17,5175	224,975
Temmuz	12,8435	36,4041	240,974
Ağustos	12,8162	36,1622	239,913
Eylül	9,85876	28,2336	226,203
Ekim	5,98582	17,3748	202,993
Kasım	6,19509	17,8171	161,123
Aralık	12,6068	35,5703	166,088

Bu iki türbin yıllık 6.100,21 GJ’lık elektrik tüketiminin, birlikte %19,58’ini karşılamaktadırlar. 250 kW anma gücündeki türbinin bu yüzdedeki payı 5,09 olup, geri kalan pay 500 kW anma gücüne sahip türbine aittir. Üretilen elektriğin tümü binaya doğrudan verilemez, çünkü rüzgar türbinleri gece saatlerinde de aktiftir.

Bunun için ya akü kullanılmalı ya da üretilen elektrik ulusak elektrik ağına satılmalıdır. Bu bölümde herhangi bir ekonomik analiz yapılmamıştır. Fakat 250 kW'lık ve 500 kW'lık türbinlerin maliyeti sırasıyla 480 bin avro ve 895 bin avro civarında olmaktadır [59]. Türbinler tarafından üretilen elektriğin 329,31 GJ'si elektrik ağına iletilmektedir.

Her ülkenin farklı bir yenilenebilir enerji politikası olduğundan, maliyet ve kar zarar analizi bu politika ve yasalara göre değişecektir. Rüzgar enerjisinde ilk yatırım maliyetleri yüksek olmaktadır. Fakat rüzgar bedavadır ve türbinler düzenli bakım ve onarım yoluyla 20-25 yıl arası kullanılmaktadır. Sonunda ömrü dolan türbinlerin malzemeleri de hurda olarak satılabilmektedir.

Rüzgar türbinlerinin geri ödeme süreleri, seçilen bölgenin rüzgar hızları ile bağlantılı olacaktır. Türkiye'de özellikle Ege ve Marmara bölgesinde rüzgar enerjisi potansiyeli yüksektir. Ekonomik yatırım için 7 m/s veya üzeri rüzgar hızı gerekmektedir. İstanbul için 50 m yükseklikteki ortalama rüzgar hızları 5,5 m/s ile 7 m/s arasında değişmektedir [60].

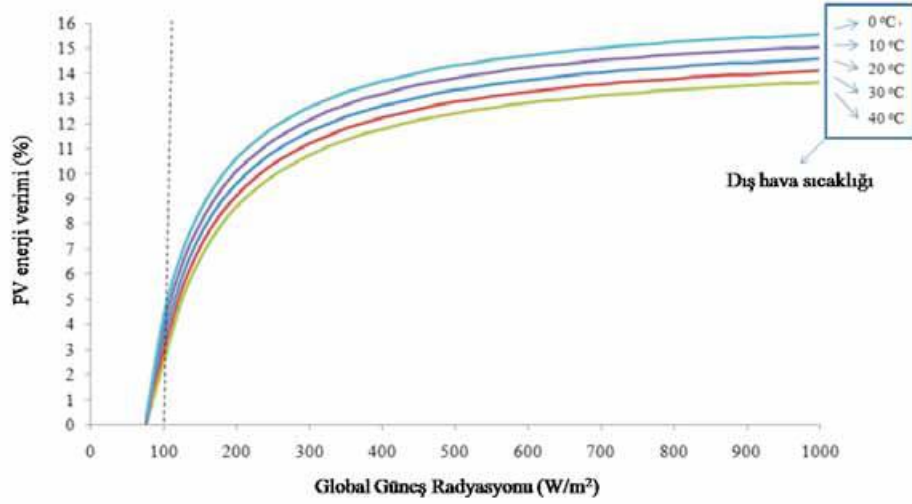
4.6.2 Güneş pillerinin (fotovoltaik) kullanımı ve enerji analizi

Güneş pilleri (fotovoltaik piller), yüzeylerine gelen güneş ışığını doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren yarı iletken maddelerdir. Yüzeyleri kare, dikdörtgen, daire şeklinde biçimlendirilen güneş pillerinin, alanları genellikle 100 cm² civarında, kalınlıkları ise 0,2 – 0,4 mm arasındadır [51].

Güneş pilleri fotovoltaik ilkeye dayalı olarak çalışırlar, yani üzerlerine ışık düştüğü zaman uçlarında elektrik gerilimi oluşur. Pilin verdiği elektrik enerjisinin kaynağı, yüzeyine gelen güneş enerjisidir. Güneş enerjisi, güneş pilinin yapısına bağlı olarak %5 ile %20 arasında bir verimle elektrik enerjisine çevrilebilir. Güç çıkışını arttırmak amacıyla, çok sayıda güneş pili birbirine paralel ya da seri bağlanarak bir yüzey üzerine monte edilir. Güç talebine bağlı olarak, modüller birbirlerine seri ya da paralel bağlanarak birkaç Watt'tan megaWatt'lara kadar sistem oluşturulur [51].

Balıkesir'de Kurulu olan 1 kW gücünde 6 adet 170 W'lık Kyocera marka güneş panelinin çalışma veriminin, farklı sıcaklıklarda güneş ısınım değerlerine göre değişimleri Şekil 4.74'de görülmektedir. Sistem güneşe dönük 40° açıyla yerleştirilmiş durumdadır. Grafiklerden de anlaşılacağı gibi dış hava sıcaklığındaki

düşüş PV verimlerini olumlu etkilemiştir. Yapılan ölçümlerde en yüksek enerji verimi %15,5 olarak belirlenmiştir [14].



Şekil 4.74 Farklı dış hava sıcaklıklarında güneş pil verimleri [14].

Güneş pillerinin verimi, kullanıldığı malzemeye göre de değişiklik gösterir. Tek kristal silisyum bloklardan üretilen güneş pillerinden, laboratuvar şartlarında %24, ticari modüllerde ise %15'in üzerinde verim elde edilmektedir. Çok kristal Silisyum güneş pilleri ise daha ucuza üretilmekte, ancak verim de daha düşük olmaktadır. Verim, laboratuvar şartlarında %18, ticari pillerde ise %14 civarındadır. Diğer bir güneş pili malzemesi amorf silisyumdur. Kristal yapı özelliği göstermeyen bu silisyum pillerden elde edilen verim %10 dolayındayken, ticari pillerde ise %5-7 mertebesinde. Günümüzde daha çok küçük elektronik cihazların güç kaynağı olarak kullanılan amorf silisyum güneş pilinin, farklı önemli uygulama sahaları, binalara bütünleşmiş yarısaydam cam yüzeyler, bina dış koruyucusu ve enerji üreticisi olarak sıralanabilir [61].

EnergyPlus programı İstanbul'a ait saatlik güneş verilerini, meteorolojik veriler dosyasından okuyarak, güneş pillerinden üretilen enerji miktarını denklem (4.17)'yi kullanarak vermektedir.

$$P_g = A_s \cdot f_{act} \cdot G_T \cdot \eta_{cell} \cdot \eta_{inv} \quad (4.17)$$

Denklem (4.17)'de verilen ifadelerin anlamları aşağıda sıralanmaktadır [40].

- P_g (W): Güneş pili sisteminden elde edilen elektrik enerjisi miktarıdır.
- A_s (m²): Güneş pili net yüzey alanıdır.

- f_{act} : Aktif güneş pili alanının, net yüzey alanına oranını ifade eden boyutsuz sayı olup, değeri 0,9 olarak alınmıştır.
- G_T (W/m^2): Güneş pilleri yüzeyine gelen toplam güneş ışıınım etkisidir.
- η_{cell} : Güneş pillerinin verimini temsil etmekte olup, 0,12 sabit değeri hesaplamalarda kullanılmıştır. Yani güneş pillerinin verimi sabit olarak %12 alınmıştır.
- η_{inv} : Sistemde kullanılan inverter (dönüştürücü) verimini temsil etmektedir. Inverter, doğru akımı alternatif akıma dönüştüren, voltaj ve frekans ayarı yapan bir cihazdır. Verimi 0,95 olarak alınmıştır.

Hesaplamalara geçilmeden önce EnergyPlus programında güneş pili yüzeyleri oluşturulmuştur. Toplamda $30 m^2$ ($2 m \times 15 m$) alana sahip 8 adet güneş pili yüzeyi tanımlanılmıştır. Bu yüzeyler, güneye dönük olarak 30° açı ile yerleştirilmiştir. Toplamda net $240 m^2$ olan yüzey miktarının, $216 m^2$ 'si aktif güneş hücrelerini temsil etmektedir. Bu verilere dayalı olarak program, güneş pillerinden üretilecek olan enerjiyi denklem (4.17)'ye göre hesaplamıştır.

Güneş pilleri ofis binasının çatısına 12 m arayla yerleştirilmiştir. Güneş pillerinin yükseklikleri 2 m ve uzunlukları 15 m olarak uygulanmıştır. Güneş pillerinin çatıya yerleştirilmesi, çatıda gölgeleme etkisi yapacaktır. Bu etki fazla olmadığı için boyutsuz sayıların kullanımı ile ayrıntılı bir açıklama yerine, enerji tüketim değerleri bu bölümde irdelenmiştir.

Kullanılan 8 güneş pili, aynı özellikleri taşıdıkları için verecekleri güç miktarları da aynı ya da birbirlerine çok yakın olacaktır. Birbirlerine 12 m arayla yerleştirildikleri için gölgeleme etkisi olmayacaktır. Ayrıca aynı yöne aynı açı ile bakmakta olduklarından, aldıkları güneş etkileri de aynı olacaktır. Bu bilgiler kullanılarak program tarafından yapılan hesaplamaların sonucunda, üretilen toplam elektrik miktarı ve binanın elektrik talebi Çizelge 4.30'da aylık olarak verilmektedir.

Güneş enerjisindeki üretim, rüzgar enerjisine göre oldukça sınırlı kalmıştır. Güneş enerjisinden gece saatlerinde elektrik üretimi olmadığı için üretilen tüm elektrik bina talebinin olduğu saatlerde olmuş, dolayısıyla elektrik ağına iletim olmamıştır. Güneş enerjisi, yıllık talebin 134,46 GJ ile ancak %2,2'sini karşılayabilmiştir. Çizelge 4.30'da verilen üretim değerlerinin, 8'e bölünmesi ile güneş pili başına elektrik üretim miktarı görülebilir.

Çizelge 4.30 Güneş pili sisteminden elde edilen elektrik miktarları.

	Güneş pillerinin toplam elektrik üretimi (kW)	Binanın toplam elektrik talebi (kW)
Ocak	2,13716	158,928
Şubat	2,53233	157,396
Mart	3,42550	150,031
Nisan	4,77799	193,533
Mayıs	5,71830	196,480
Haziran	6,50490	224,872
Temmuz	6,64965	240,869
Ağustos	6,18160	239,814
Eylül	5,46584	226,119
Ekim	3,67931	202,941
Kasım	2,40393	161,119
Aralık	1,58891	166,084

Bina çatısına yerleştirilen güneş pilleri, ısıtma ve soğutma yüklerini gölgeleme etkisi yoluyla azda olsa etkilemiştir. Referans durumda yıllık 1.347,12 GJ olan kazan kapasitesi, güneş pillerinin yerleştirilmesinden sonra 1.347,98 GJ olmuştur. Bunun nedeni açık olarak binanın güneşten daha az faydalanmasıdır. Aynı sebepten referans halde yıllık 1.209,23 GJ olan soğutma grubu elektrik tüketimi, güneş pillerinin yerleştirilmesinden sonra 1.208 GJ olmuştur. Referans halde toplam yıllık elektrik tüketimi 6.100,21 GJ olurken, güneş pilleri yerleştirildikten sonra bu değer 6.098,63 GJ değerine inmiştir.

Güneş pillerinden elde edilen elektrik üretimi, rüzgar türbinlerine göre sınırlı olmuştur. Bu aşamada maliyet dengeleri önem kazanmaktadır. 0,29 m x 0,205 m ölçülerindeki bir güneş pili hücresi 13 avro olarak fiyatlandırılmaktadır [62]. Aktif güneş pili yüzey alanı olan 216 m² değeri üzerinden hesap yaparsak, gerekli olan hücre sayısı 3633 olarak bulunur. Yani 18165 avro ilk yatırım maliyeti mevcut güneş pilleri için olmaktadır. Güneş pillerinin bakım masrafları, rüzgar türbinlerine göre

yok denecek kadar azdır. Her iki teknolojide günden güne gelişmekte, verim değerleri artmakta ve maliyetleri düşmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji tüketimi, dünyada ve ülkemizde ekonomik refaha bağlı olarak artan ihtiyaçlar oranında artmaktadır. Bu durum çevreyi ve insan sağlığını olumsuz etkilemesinin yanında sürdürülebilir bir yaşamı tehdit etmektedir. Artan enerji tüketimi genel olarak sanayi, ulaşım, hizmet sektörü ve konutlarda tüketilen enerji ile ilgilidir.

Fosil yakıtların tüketimi, günümüze kadar enerji talebinin artışıyla neredeyse doğru orantılı olarak artmıştır. Günümüzde petrol türevi yakıtların yerini bir başka fosil yakıt olan doğalgaz almıştır. Bununla beraber, dünyada ve ülkemizde farklı enerji kaynaklarının kullanımı artmakta ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı hızlanmaktadır. Türkiye’de de özellikle rüzgar enerjisi yatırımları hızlı bir artış göstermiştir. 2002 yılında Türkiye’de rüzgar enerjisi kurulu gücü 18,9 MW iken, 2011 yılı itibariyle kurulu güç 1.728,7 MW değerine ulaşmıştır. Jeotermal kaynaklara dayalı elektrik üretim gücü ise 2002 yılında 17,5 MW iken, 2011 yılında 114,2 MW değerine yükselmiştir. Bu artışların yanında elektrik üretiminde kullanılan doğalgaz ısı gücü de oldukça artmış olup, 2002 yılında doğalgaz kaynaklı termik santral kurulu gücü 8.438,3 MW seviyesindeyken, 2011 yılında bu değer 16.002,9 MW değerine ulaşmıştır [63].

Artan enerji tüketiminin karşılanmasında yenilenebilir ve temiz enerji kaynakları olan güneş, rüzgar, jeotermal ve hidrolik enerji gibi kaynakların kullanılması, sürdürülebilir bir yaşam için önemlidir. Çünkü fosil yakıtların ömürleri sınırlıdır, dolayısıyla bu yakıtlar üzerine sürdürülebilir bir üretim olamaz. Bunun yanında mevcut kaynaklardan elde edilen enerjinin tasarrufu da önemlidir. Konut ve konut dışı binalar elektrik ve yakıt tüketiminde önemli paya sahiptirler. Binalarda ısıtma, soğutma ve aydınlatma gibi ihtiyaçlar bu tüketimin büyük kısmını oluşturur.

Tez kapsamında İstanbul’da bulunan 4 borulu fan-coil kullanılan merkezi ısıtma ve soğutma sistemine sahip, 26.910,65 m² büyüklüğünde kapalı alanı içeren 9 katlı bir ofis binası ele alınmıştır. Bu binanın ısıtma, soğutma ve elektrik yükleri aylık ve yıllık olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplar, saatlik hava verilerini kullanan bir simülasyon programı olan EnergyPlus programı ile yapılmıştır.

Ardından binaya mevcut duvar özellikleri değiştirilmeden ilave olarak yapılacak ek yalıtımın ve cam yüzeyler üzerinde farklı uygulamaların, binanın yıllık enerji sarfiyatları üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Çalışmada Buckingham – Pi teoremi kullanılarak elde edilen boyutsuz sayılar yoluyla, sonuçlar yorumlanmıştır. Boyutsuz sayı grupları ile çalışılmasındaki amaç, bina yüklerini etkileyen birçok değişkeni içinde barındırabilen boyutsuz sayılar kullanılarak, değişkenlerin hem birbirleri ile hem de bina yükleri ile olan ilintisinin daha net görülmesi ve tüm değişkenlerin birlikte irdelenmesinin sağlanmasıdır.

Bu çalışmaların ardından, fan-coil sistemi tasarım değişkenlerinin, binanın yıllık ve aylık enerji sarfiyatlarına ve konfor şartlarına olan etkisi irdelenmiştir. Kazan suyu çıkış sıcaklığı, soğutma grubu su çıkış sıcaklığı, 4 borulu fan-coil çalışma sıcaklıkları ve mahal sıcaklıkları gibi tasarım değişkenlerinin değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Yapılan değerlendirmeler, referans hal olarak alınan mevcut konvansiyonel sistem üzerinden yapılmıştır. Mevcut HVAC sisteminin çalışma şartlarındaki değişiklikler, enerji tüketimini etkilemiştir. Soğutma sistemi için 12 °C olarak alınan fan-coil tasarım sıcaklığının, 14 °C'ye çıkarılması ile 163,86 GJ elektrik tüketimi olan fanların, elektrik tüketimleri 196,42 GJ değerine çıkmıştır. Soğutma grubu su çıkış sıcaklığının referans değer olan 7,22 °C'den 6 °C'ye çekilmesi, 1.209,23 GJ olan soğutma grubu elektrik tüketimini 1.254,54 GJ değerine çıkmıştır. Bunun en önemli nedeni soğutma grubundaki etkenlik yani performans düşüştür. HVAC sistemleri tasarım değişkenleri üzerindeki yapılan diğer değişiklikler, enerji tüketimini neredeyse etkilememiştir.

Değiştirilen bir başka değişken de mahal tasarım sıcaklıklarıdır. Mahal tasarım sıcaklıkları üzerinde 0,5 °C'lik oynamalar ile enerji tüketim miktarları hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma mahal tasarım sıcaklıklarında 0,5 °C'lik iyileştirme, doğalgaz tüketimini 1.716,32 GJ değerinden 1.538,35 GJ değerine, soğutma grubu elektrik tüketimini ise 1.209,23 GJ değerinden 1.164,32 GJ değerine indirmiştir. İyileştirmeden kasıt ısıtma dönemi için mahal tasarım sıcaklıklarının azaltılmasıyken, soğutma dönemi için arttırılmasıdır. Isıtma ve soğutma mahal tasarım sıcaklıklarında 1 °C'lik iyileştirme sonucunda doğalgaz tüketimi 1.373,69 GJ olurken, su soğutma grubu elektrik tüketimi 1.122,01 GJ olmuştur. Referans mahal tasarım sıcaklıklarının 0,5 °C ısıtma dönemi için arttırılırken, soğutma dönemi için

azaltılması sonucu doğalgaz tüketimi 1.909,84 GJ olurken, soğutma grubu elektrik tüketimi 1.252,38 GJ olmuştur. Bu sonuçlar konfor şartlarını etkileyen mahal sıcaklıklarının, bina yükleri üzerinde oldukça etkili olduğunu göstermektedir.

Tez çalışmasında kullanılan bina enerji performans programı, gün ışığı yolu ile aydınlatma miktarının ayarlanmasına olanak sağlamaktadır. Aydınlatma seviyesi tüm analizlerde sabit 500 lux olarak alınmıştır. Gün ışığı bu değere ulaştığında program aydınlatma sistemini tamamen kapatmakta, yani aydınlatmaya gidecek olan elektrik tüketimi sıfırlanmaktadır. Gelen gün ışığı miktarına göre program, aydınlatma seviyesini 500 lux değeri üzerinden yapmaktadır.

Pasif önlem olarak değerlendirilen gece havalandırması, tez kapsamında mekanik havalandırma ile yapılmıştır. Özellikle soğutma dönemi yani yaz aylarında önemli ölçüde tasarruf sağlanılmıştır. Bunun yanında taze hava miktarının, çalışma saatleri kapsamında bina yüklerini nasıl etkilediği de irdelenmiştir.

Bina mimari ve mekanik sistemlerini değiştirmeden, bina üzerinde uygulanabilecek bir diğer pasif önlem olarak, ilave yalıtım ve cam adedi miktarı ile camlar arası farklı hava boşluğu mesafeleri için çeşitli simülasyonlar yapılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. 4 cm'den 8 cm'ye kadar, mevcut yalıtıma dokunulmadan, bina dış yüzeylerine ve çatısına ilave yalıtım uygulanmıştır. Çizelge 5.1'de konulan ilave yalıtımların, doğalgaz tüketimine ve soğutma grubu elektrik tüketimine nasıl etki yaptığı görülmektedir. İlave yalıtım ve kalınlık artışı ısıtma yüklerini iyileştirirken, soğutma yüklerini kötüleştirmiştir. Bunun nedeni dış ortamla azalan ısı geçişi ve bina ısı depolama potansiyelidir. Azalan ısı transferi, binanın gece soğumasını önlemiş ve artan hacim ısı depolama miktarını arttırmıştır.

Havalandırma miktarları, ofis ortamları gibi yoğun çalışma ortamlarında insan sağlığı açısından önemli bir yer tutmaktadır. Çalışma saatleri içinde havalandırma debilerinin %10 ve %20 oranında arttırılması, ısıtma yükünü daha fazla olmak üzere hem ısıtma ve hem de soğutma yükünü arttırmıştır. Havalandırma miktarının %10 arttırılması, doğalgaz tüketimini 1.853,83 GJ'ye çıkarırken, soğutma grubu elektrik tüketimini 1.213,05 GJ'ye çıkarmıştır. Yapılan %20'lik artış ise doğalgaz tüketimini 1994,42 GJ'ye çıkarırken, soğutma grubu elektrik tüketimini 1217,18 GJ'ye çıkarmıştır. Soğutma yükündeki artışın az olmasının sebebi çalışma saatlerinin bir

kısımında dış ortam havası sıcaklığının, iç mahal tasarım sıcaklığına yakın (daha düşük dış sıcaklık) olmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 5.1 İlave yalıtımın ısıtma ve soğutma yüklerine etkisi.

	Doğalgaz tüketimi (GJ)	Soğutma grubu elektrik tüketimi (GJ)
Referans hal	1716,32	1209,23
4 cm ek yalıtım	1455,66	1217,49
5 cm ek yalıtım	1426,71	1219,13
6 cm ek yalıtım	1402,15	1220,49
7 cm ek yalıtım	1383,48	1220,88
8 cm ek yalıtım	1367,19	1221,55

Yerden ve duvardan ısıtma sistemleri günümüzde yaygınlaşmaya başlayan uygulamalardır. Bu sistemlerin enerji yönünden en önemli avantajı, düşük sıcaklık şartlarında çalışabiliyor olmalarıdır. Bu sebepten bu sistemler, yenilenebilir bir kaynaktan enerji alan ısı pompaları ile kullanılabilir. Bu sistemlerin diğer bir önemli avantajı, ışıyım ile ısıtmanın ağırlıklı olması sonucu konfor şartlarını iyileştirmeleridir. Dezavantajları ise binayı bir bütün olarak ısıtmaları sonucu artan enerji ihtiyacıdır. Binanın bir kütle olarak ısıtılması ve sistemin gece kapatılması, ısıtma yüklerini olumsuz etkilemektedir. Fakat bu gibi olumsuz etkiler, özellikle duvardan ısıtma gibi düşük sıcaklık ve üzeri ince yapı malzemesi ile kaplı sistemler yolu ile azaltılabilir. Tez kapsamında 40 °C ve 45 °C'lik ısıtma suyu sıcaklıkları ile mahaller ısıtılmıştır. Mahal tasarım sıcaklıkları, çalışma sıcaklığı olarak 20,5 °C alınmıştır. Simülasyonu yapılan bu sistemlerin sonucunda 40 °C'lik ısıtma suyu için doğalgaz tüketimi 2.146,19 GJ olmuştur. 45 °C'lik ısıtma suyu sıcaklığı için doğalgaz tüketimi 2.228,65 GJ olmuştur. Bu sonuçlardan anlaşılabileceği üzere artan ısıtma suyu sıcaklıkları, binanın kütleli olarak ısınmasına ve daha fazla ısı kaybetmesine sebep olmuştur.

Isı pompası sistemleri jeotermal, su ve hava gibi kaynakları kullanarak çalışan sistemlerdir. Tez kapsamında ısıtma ve soğutma amacı ile iki ayrı toprak kaynaklı ısı pompası (TKID) ele alınmıştır. Isıtma sistemi için 40 °C ısıtma suyu sıcaklığı ile çalışan yerden ısıtma sistemi tercih edilmiştir. Soğutma sistemi ise mevcut referans konvansiyonel sistem olarak ele alınmıştır ve ısı pompaları bu sistemlere entegre

edilmiştir. İstanbul için TKID tarafından kullanılacak olan toprak sıcaklığı değeri 10 °C alınmış ve 4 m derinlikteki toprak sıcaklıkları, toprak yarı sonsuz kütle alınarak hesaplanmıştır. Analizlerde ele alınan ısı değiştiricisinin ısı geçişi hesapları, kutupsal koordinatlarda zamana bağlı sayısal denklem çözümü ile program tarafından yapılmıştır. Isı pompalarının özellikleri EnergyPlus programının veri tabanından seçilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda 39 kW anma gücündeki ısıtma amaçlı ısı pompası için ortalama Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) değeri 4,14 olmuştur. Soğutma amaçlı kullanılan 39,89 kW anma gücüne sahip ısı pompası için ortalama Soğutma Tesir Katsayısı (STK) değeri 5,62 olmuştur. Bu değerleri toprak sıcaklığı ve tasarım değişkenleri önemli ölçüde etkilemektedir. Isıtmada ısı pompası yıllık 260 GJ ısıtma desteği vermiş, kalan 1.423,38 GJ'lik talebi kazan karşılamıştır. Soğutma amaçlı ısı pompası ise yıllık 330,7 GJ değerinde yük desteği verirken, kalan 5.573,6 GJ'lik yükü su soğutma grubu karşılamıştır. Referans durumda ise yıllık 5.902,58 GJ değerindeki soğutma yükünü, tamamen su soğutma grubu karşılamaktadır.

Tez kapsamında rüzgar ve güneş enerjisinden sağlanabilecek elektrik enerjisi için rüzgar türbinleri ve güneş pillerinin sisteme olabilecek katkısı araştırılmıştır. Bu amaçla kullanılacak olan rüzgar ve güneş enerjisi verileri, İstanbul için meteoroloji verilerinin olduğu dosyadan alınmıştır. Program, rüzgar verilerini türbin kule yüksekliğinde elde etmek amacıyla logaritmik karakteristiğe dayalı bir formül kullanmaktadır. Tez kapsamında 250 kW ve 500 kW anma gücüne sahip iki türbin için enerji analizi yapılmıştır. Aynı zamanda 30 m² net alana ve 27 m² aktif alana sahip, verimi sabit olarak %12 olan, 8 güneş pili kullanılmıştır. Rüzgar türbinlerden elde edilen enerji yıllık olarak 1.194,12 GJ olurken, bu toplam elektrik talebinin %19,58'ini karşılamaktadır. Güneş pillerinden elde edilen yıllık elektrik miktarı ise 134,46 GJ olmaktadır. Bu değer toplam elektrik talebinin ancak %2,2'sini karşılayabilir.

Elde edilen sonuçlar kapsamında, gece havalandırması soğutma yükünü ve ilave yalıtım ya da yalıtım kalınlıklarının belli değerlerde artışı ısıtma yükünü olumlu olarak etkilemiştir. Doğal havalandırma ise farklı iklim şartlarında araştırılması gereken bir konudur.

Mahal tasarım sıcaklıklarının, yıllık enerji ihtiyacına olan etkisi yapılan çalışma kapsamında ortaya konmuştur. Bu nedenle konfor şartlarını olumsuz etkilemeyecek şekilde mahal sıcaklıkları ısıtma dönemi için olabildiğince aşağıda, soğutma dönemi

içinde yukarıda tutulmalıdır. Yapılan yerden ısıtma sonucu ısıtma ısıl yükleri artmıştır. Fakat bu sistem ısı pompası ile ekonomik olabilir. Duvardan ısıtma sistemlerinin, teze konu olan ofis binası gibi büyük kütleli binalarda ne tür sonuçlar doğuracağı önemli bir araştırma konusudur. Yine bu sistemlerin ısı pompaları ile birlikte çalıştırılması da diğer bir çalışma konusudur.

Elektrik enerjisinde, rüzgar enerjisinin kullanımı ile elde edilecek enerji miktarı, sayısal yöntemler kullanılarak da hesaplanabilir. Rüzgar ve güneş enerjilerinden elde edilen sonuçların ekonomik analizi farklı bir çalışma konusu olarak ele alınabilir. Isı pompasının ele alındığı sistemin maliyet yönünden hesabı, tez kapsamında elde edilen detaylı sonuçlar yolu ile yapılabilir. Yine yerden ısıtma ve ısı pompasının birlikte kullanımı sonucu oluşan maliyet dengeleri, tezdeki enerji verilerine dayanılarak ayrı bir çalışma konusu olarak ele alınabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Kalataş, H.** (2009). LEED yeşil bina sertifikalandırma programı, 9. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildirileri, 1069-1078.
- [2] **Gediz, G.** (2004) Design and Optimization of a Zero Energy Building, (Yüksek Lisans Tezi), İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, İzmir.
- [3] **Koca, N.** (2006) Konutlarda Hibrit Enerji Kullanımı, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya Üniversitesi, Sakarya.
- [4] **Sert, S. K.** (2010). Bina Yaşam Döngüsünde Enerji Analizi ve Yeşil Binalar, (Yüksek Lisans Tezi), Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [5] **Erdem, S.** (2007). Villa Isıtmasında ve Soğutmasında Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekonomikliğinin Analizi, (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] **Mahdavi, A. ve Doppelbauer, E. M.** (2010). A Performance Comparison of Passive and Low-Energy Buildings, *Energy and Buildings*, Volume 42, Issue 8, August 2010, Pages 1314-1319.
- [7] **H. Breesch, A. Bossaer ve A. Janssens,** (2005). Passive Cooling in a Low-Energy Office Building, *Solar Energy*, Volume 79, Issue 6, December 2005, Pages 682-696.
- [8] **Huang, L., Zhu, Y., Ouyang, Q. ve Cao, B.** (2012). A Study on the Effects of Thermal, Luminous, and Acoustic Environments on Indoor Environmental Comfort in Offices, *Building and Environment*, Volume 49, March 2012, Pages 304–309.
- [9] **Sa. Bonetta, Si. Bonetta, S. Mosso, S. Sampò ve E. Carraro** (2009). Assessment of Microbiological Indoor Air Quality in an Italian Office Building Equipped with an HVAC System, [Environmental Monitoring and Assessment](#), February 2010, Volume 161, [Issue 1-4](#), pp 473-483.
- [10] **Kuchen, E., Fisch, M. N., Leao, M. ve Leao, E. B.** (2009). Indoor Air Quality Defined by Measurements and Questionnaires in Office Buildings, *Wiley Online Library, Bauphysik*, Volume 31, issue 5, p. 313 – 318, October.
- [11] **Dikici, A.** (2004). Güneş, Hava ve Toprak Enerjisi Kaynaklı Isı Pompasının Elazığ Şartlarında Konut Isıtması İçin Kullanımının DeneySEL Olarak Araştırılması, (Doktora Tezi), Fırat Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [12] **Demir, H.** (2006). Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Toprak Isı Değiştiricilerinin Optimizasyonu ve Geliştirilmesi, (Doktora Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [13] **Öztürk, M., Elbir, A., Yakut, A. K. ve Özek, N.** (2012). Batı Akdeniz Bölgesinde Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Evsel Uygulamaları ve Performans Analizi, TMMOB MMO Mühendis ve Makine Dergisi, cilt 53, sayı 626, s. 46-55.
- [14] **Akyüz, E., Coşkun, C. ve Oktay, Z.** (2012). Kınalı Keklik Yetiştirme Tesisine Rüzgar ve Güneş Birleşik Güç Siteminin Uygulanması, TMMOB MMO Mühendis ve Makine Dergisi, cilt 53, sayı 626, s. 56-65.
- [15] **Başkal, A., Akbulut, U. ve Kıncay, O.** (2012). Toprak Kaynaklı Isı Pompası Destekli Duvarın Isıtma Sistemi, TMMOB MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 128, s. 43-50.
- [16] **T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü.** (t.y). İklim Değişikliği Nedir? Alındığı Tarih: 01.12.2012, adres: http://www.eie.gov.tr/iklim_deg/i_deg_nedir.aspx
- [17] **İnternational Energy Agency (IEA).** (2011). IEA Statistics 2011 Edition, CO₂ Emissions From Fuel Combustion Highlights. Alındığı Tarih: 07.03.2012, adres: <http://www.iea.org/co2highlights/co2highlights.pdf>
- [18] **İnternational Energy Agency (IEA).** (2011). World Energy Outlook Türkçe 2011, Yayın No: TÜSIAD-T/2011/12/521. Alındığı Tarih: 01.12.2012, adres: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/es_turkish.pdf
- [19] **TMMOB Makina Mühendisleri Odası.** (2012). 6. Yeni ve Yenlenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Sonuç Bildirgesi, Mühendis ve Makine Dergisi, cilt 53, sayı 626, s. 15-23.
- [20] **TMMOB Makina Mühendisleri Odası.** (2012). 5. Güneş Enerjisi Sempozyumu Sonuç Bildirgesi, Mühendis ve Makine Dergisi, cilt 52, sayı 623, s. 32-35.
- [21] **İnternational Energy Agency (IEA).** (2011). Clean Energy Progress Report, IEA Input to the Clean Energy Ministerial, Update June 2011. Alındığı tarih: 01.12.2012, adres: http://www.cleanenergyministerial.org/Portals/2/pdfs/IEA_Clean_Energy_progress_report.pdf
- [22] **Url-1** <http://www.alarkocarrier.com.tr/AC_icerik.asp?IDH=AC55&ID=1159&VT=haber>, alındığı tarih: 04.12.2012.
- [23] **Url-2** <http://ec.europa.eu/energy/observatory/countries/doc/key_figures.pdf>, alındığı tarih: 02.12.2012.
- [24] **U.S. Energy Information Administration (EIA).** (2011), International Energy Outlook. Alındığı tarih: 02.12.2012, adres: [http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2011\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2011).pdf)
- [25] **Özbek, G.** (2011). Kişisel görüşme.
- [26] **T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı,** (2009). Yangın Yönetmeliği, Ankara. Alındığı tarih: 14.12.2012, adres: http://www.izocam.com.tr/izocam/media/teknik-bilgiler/standart-ve-yonetmelikler/yangin-yonetmeligi-aralik_2007.pdf?ext=.pdf

- [27] **Url-3** < http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_largest_buildings_in_the_world>, alındığı tarih: 14.12.2012.
- [28] **TS-825** (2008). Binalarda ısı yalıtım kuralları, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.
- [29] **Genceli, O. F.** (2000). Çözümlü ısı ileitimi problemleri, İTÜ Makine Fakültesi, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [30] **ASHRAE Standart 90.1**, 2004. Energy standarts for buildings except low-rise residential buildings, American Society of Heating, Ventilation and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- [31] **EnergyPlus**, (2010). EnergyPlus Energy Simulation Software Input-Output Reference, U.S. Department of Energy, Washington, USA, October 12.
- [32] **ASHRAE Standart 62.1**, (2004). Ventilation for acceptable indoor air quality, American Society of Heating, Ventilation and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
- [33] **Sherman, M. H.** (1980). “Air Infiltration in Buildings”, PhD Thesis, University of California Berkeley, CA. Alındığı tarih: 09.12.2012, adres: <http://www.escholarship.org/uc/item/728935jb>
- [34] **Url-4** < <http://www.wittfan.de/tables/c50-0400.pdf>>, alındığı tarih: 17.03.2012.
- [35] **Url-5** <<http://www.americanfan.com/images/literature/PGV0806ParkingGarageCatalog.pdf>>, alındığı tarih: 17.03.2012.
- [36] **Url-6** < http://apps1.eere.energy.gov/buildings/EnergyPlus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=TUR/cname=Turkey>, alındığı tarih: 11.11.2011.
- [37] **ASHRAE**, (2007). ASHRAE Handbook – HVAC Applications, Atlanta, GA.
- [38] **EnergyPlus**, (2010). EnergyPlus Energy Simulation Software Getting Started with EnergyPlus, U.S. Department of Energy, Washington, USA, October 12.
- [39] **Url-7** <<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>>, (t.y.).
- [40] **EnergyPlus**, (2010). EnergyPlus Energy Simulation Software Engineering Reference, U.S. Department of Energy, Washington, USA, October 12.
- [41] **Url-8** <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.cfm>, alındığı tarih: 02.12.2012.
- [42] **Url-9** <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_about.cfm>, alındığı tarih: 02.12.2012.
- [43] **White, M. F.** (1998). Akışkanlar Mekaniği, 4. basımın Türkçesi, çevirenler; Kırkköprü, K. ve Ayder, E., Literatür yayınları, birinci basım Ocak 2004.
- [44] **Ertürk, Ş. N.** (t.y.). Akışkanlar mekaniği ders notları, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi. Alındığı tarih: 26.02.2012, adres: http://160.75.46.2/staff/erturk/AKM205/AKM205-CH_7.pdf

- [45] **Url-10** <<http://www.dekorasyonfirmasi.net/mantolama-fiyatlari.html>>, alındığı tarih: 07.12.2012.
- [46] **Url-11** <https://www.uponorpro.com/~media/Extranet/Files/CDAM/CDAM_Manual_7thEd_0711_Ch11.aspx?sc_lang=en>, alındığı tarih: 21.11.2012.
- [47] **Url-12** <<http://www.cabrillo.edu/~smurphy/Pacific%20Solar%20Radiant%20SPR09.pdf>>, alındığı tarih: 21.11.2012
- [48] **Url-13** <http://www.konerji.com/pexlife_yerden_isitma_duvardan_isitma.asp>, alındığı tarih: 22.11.2012.
- [49] **Url-14** <http://www.konerji.com/yerden_isitmanin_avantajlari_dezavantajlari.asp>, alındığı tarih: 22.11.2012.
- [50] **Url-15** <http://www.konerji.com/yerden_isitma_nasil_yapilir_yerden_isitma_hesabi.asp>, alındığı tarih: 22.11.2012.
- [51] **Isısan Çalışmaları**, (2005). Enerji Ekonomisi, No. 350.
- [52] **Çengel, Y. ve Boles, M. A.** (1994). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Çeviren; Derbentli, T., Literatür Yayınları, Ekim 2008.
- [53] **Murugappan, A.** (2002). Implementing Ground Source Heat Pump and Ground Loop Heat Exchanger Models in the EnergyPlus Simulation Environment. M.S. Thesis, Oklahoma State University, December.
- [54] **Eskilson, P.** (1987). Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Ph.D. Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Lund, Sweden.
- [55] **Yavuzturk, C., Spitler, J.D.** (1999). A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, 105(2):475-485.
- [56] **Yavuzturk, C.** (1999). Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma.
- [57] **Url-16** <<http://www.bmdsolar.com/Default.asp?P=0&K=0&K1=151>>, alındığı tarih: 04.12.2012.
- [58] **Url-17** <<http://www.reuk.co.uk/Wind-Turbine-Tip-Speed-Ratio.htm>>, alındığı tarih: 06.12.2012.
- [59] **Url-18** <<http://www.altemaenerji.com/index-tr.php?b=fiyatlar>>, alındığı tarih: 07.12.2012.
- [60] **Url-19** <http://www.eie.gov.tr/YEKrepa/REPA-duyuru_01.html>, alındığı tarih: 07.12.2012.
- [61] **Url-20** <<http://www.deparsolar.com/sayfa1.asp?id=391>>, alındığı tarih: 07.12.2012.
- [62] **Url-21** <<http://www.solar-bazaar.com/productis/sunrise-solartech-fiyat-listesi.pdf>>, alındığı tarih: 07.12.2012.

[63] **Url-22** < http://www.eie.gov.tr/document/turkiye_elektrik_enerjisi_yakit_cinslerine_gore_kurulu_gucu.PNG >, alındığı tarih: 09.12.2012.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Günay ÖZDEMİR

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul – 01.01.1987

E-Posta: gunay_itu@mynet.com

Lisans: Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Yayın Listesi ve Dereceleri:

- Buhar ceketli süt ısıtma kazanları (Lisans Tezi)
- Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı 2004-2005 öğretim yılı onur öğrencisi.