



ÇİFT KABUK CEPHE SİSTEMİNİN BİNA ISIL PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Selin HÜLAGÜ*, Türkan GÖKSAL ÖZBALTA** ve Tahsin BAŞARAN***

*İstanbul Teknik Üniversitesi İnşaat Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü
34467 Sarıyer/İstanbul, hulaguselin@itu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2864-3062

**Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü
35040 Bornova/İzmir, turkan.ozbalta@ege.edu.tr, ORCID: 0000-0001-5195-0741

***İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü
35430 Urla/İzmir, tahsinbasaran@iyte.edu.tr, ORCID: 0000-0003-0988-9355

(Geliş Tarihi: 15.07.2020, Kabul Tarihi: 21.02.2021)

Özet: Bu çalışmada, çift kabuk ve geleneksel tek kabuk cephe sistemlerindeki ısı transferi zamana bağlı tek boyutlu yaklaşımla ele alınarak, deneysel ve sayısal olarak incelenmiş ve cephelerin bina enerji performansına özellikle de ısıtma enerjisine etkisi araştırılmıştır. Bu kapsamda tek kabuk ve kutu tipi tampon bölge kullanımındaki çift kabuk cephelerdeki ısı transferinin hesaplanması için bölgesel analiz yöntemi aracılığı ile kullanıcı davranışı ve alüminyum doğrama elemanı etkisi dikkate alınarak matematiksel model kurulmuş ve kurulan model deneysel olarak doğrulanmıştır. Deneysel çalışma Ege Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü binasının güney cephesinde yer alan, tek kabuk ve çift kabuk cephe kuruluşlarına sahip ofis mekanlarında 2017 Ocak ayı içerisinde ölçümler alınarak gerçekleştirilmiştir. Ardından, doğrulanan model, İzmir İli için, yıl içerisinde meydana gelen ısı transferini aylık ortalama günlük zaman dilimlerinde incelemek üzere kullanılmıştır. Akdeniz ikliminin hüküm sürdüğü İzmir İlinin 10 yıllık ortalama iklim verileri kullanılarak, tek kabuk ve çift kabuk cephe sistemlerinde ısı performansını değiştiren yıl içerisinde iklime bağlı olarak araştırılmıştır. Çift kabuk cephelerin ısı yalıtımı işlevini göstererek iç ortamda meydana gelebilecek çok yüksek ve çok düşük sıcaklık değerlerini dengelediği, dolayısıyla değişen dış ortam koşullarına karşın iç ortamda konforun sağlanmasına katkıda bulunduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çift kabuk cephe, Tek kabuk cephe, Tampon bölge, Isı transferi, Enerji verimliliği.

EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL EXAMINATION OF THE EFFECT OF DOUBLE SKIN FAÇADE SYSTEM ON BUILDING THERMAL PERFORMANCE

Abstract: In this study, heat transfer in conventional single skin façade and double skin façade system was studied experimentally and numerically by using one dimensional time dependent approach and the effects of the façade systems on building energy performance especially heating energy was investigated. In this context, a mathematical model considering user behavior and window aluminum frame element effect was build by zonal analysis method to calculate the heat transfer in single and box type closed cavity double skin façade systems, and build model was experimentally verified. Experimental study was conducted in office spaces having single and double skin façade systems in Ege University, Civil Engineering Building's south façade in January 2017. Next, verified model was used to study the heat transfer in the façade systems for İzmir's climatic condition by using monthly average daily data. The change in thermal performance of single and double skin façade systems due to the climatic condition during a year was investigated by using the 10 year average climate data of İzmir (Mediterranean climate). It was found that double skin façade system acts as an insulator preventing extreme indoor temperature values, thus contributing to the indoor comfort level against changing outdoor conditions.

Keywords: Double skin façade, Single skin façade, Closed cavity, Heat transfer, Energy efficiency.

SEMBOLLER

A_{al}	Alüminyum yüzey alanı [m^2]
A_c	Cam yüzey alanı [m^2]
c_p	Sabit basınçta havanın özgül ısısı [$J/kg^{\circ}C$]
ÇKC	Çift kabuk cephe
EPS	Polistiren köpük
g	Yerçekimi ivmesi [m/sn^2]
h_a	Ara boşluk ısı taşınım katsayısı [$W/m^2^{\circ}C$]
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

HOBO Veri toplayıcılar

h_r	Dış kabuk ile iç kabuk arasındaki ısı radyasyon katsayısı [$W/m^2^{\circ}C$]
I_g	Yatay yüzeye gelen güneş ışınımı [W/m^2]
k_a	Alüminyum ısı iletim katsayısı [W/mK]
k_c	Cam ısı iletim katsayısı [W/mK]
k_h	Hava ısı iletim katsayısı [W/mK]
L	Ara boşluk genişliği [m]
Nu	Nusselt sayısı [$=hL/k$]
$Q_{g,çk}$	Çift kabuk cephe güneş kaynaklı ısı kazanımı [W]

$Q_{g,tk}$	Tek kabuk cephe güneş kaynaklı ısı kazanımı [W]
$Q_{isi,çk}$	Çift kabuk cephe iç yüzey ile dış ortam sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transfer hızı [W]
$Q_{isi,tk}$	Tek kabuk cephe iç yüzey ile dış ortam sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transfer hızı [W]
Q_i	Varlık kaynaklı iç ortam ısı kazanımları [W]
Ra_L	Rayleigh sayısı [= $(g\beta(T_2-T_1)L^3/(\nu\alpha))$]
T_a	Ara boşluk sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{çk,al}$	Tek kabuk cephe kuruluşundaki alüminyum iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{çk,c}$	Çift kabuk cephe kuruluşundaki cam iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_d	Dış ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{dk}	Dış kabuk iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_i	İç ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{i,çk}$	Çift kabuk cepheye sahip mekan iç ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{i,tk}$	Tek kabuk cephe kuruluşu iç mekan sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ik}	İç kabuk dış yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
TKC	Tek kabuk cephe
$T_{tk,al}$	Tek kabuk cephe kuruluşundaki alüminyum iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{tk,c}$	Tek kabuk cephe kuruluşundaki cam iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
U_{al}	Alüminyum kesit ısıl geçirgenliği [$W/m^2^{\circ}C$]
U_c	Cam kesit ısıl geçirgenliği [$W/m^2^{\circ}C$]
U_{dk}	Dış kabuk modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısı [$W/m^2^{\circ}C$]
U_{ik}	İç kabuk modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısı [$W/m^2^{\circ}C$]
w	Cephe yüksekliği [m]
W_i	Aydınlatma elemanı/bilgisayar kullanımı kaynaklı iç ortam ısı kazanımları [W]
α	Havanın ısıl yayılım katsayısı [m^2/sn]
α_{al}	Alüminyum yutuculuk değeri
$\alpha_{çc}$	Çift cam yutuculuk değeri
α_{tc}	Tek cam yutuculuk değeri
β	Havanın ısıl genişleme katsayısı [$1/K$]
ν	Havanın kinematik viskozitesi [m^2/sn]
ρ	Ara boşluk havasının yoğunluğu [kg/m^3]
$\tau_{çc}$	Çift cam geçirgenlik değeri
τ_{tc}	Tek cam geçirgenlik değeri

GİRİŞ

Bina kabuğunun başlıca bileşeni olan cepheler iç ortam ile dış ortam arasında etkileşimin kontrolü ve iç ortam konfor koşullarının korunması işlevleri nedeniyle bina enerji tüketiminde önemli bir role sahiptir. Ancak geleneksel cephe kuruluşlarında havalandırma, aydınlatma ve sıcaklık gibi faktörler bakımından iç mekanda ısıl ve görsel konfor koşullarının sağlanabilmesi için yüksek enerji tüketimine gereksinim duyulmaktadır (Ghaffarianhoseini *vd.*, 2016, Shameri *vd.*, 2011). Bu kapsamda çözüm olarak geliştirilen çift kabuk cephe sistemleri, iç ortam ve dış ortam arasındaki etkileşimi kontrol ederek, doğal havalandırma ve doğal aydınlatmayı olanaklı kılanın yanı sıra bina ısıtma/soğutma enerji gereksinimini azaltmada etkili yöntemlerden biri olarak görülmektedir (Shameri *vd.*,

2011). Kullanım alanı giderek yaygınlaşan çift kabuk cepheler, yönlenme, bina geometrisi, havalandırma sistemi, güneş korunumu ve iklimsel koşullar gibi parametrelere bağlı olarak tasarlanmakta olup, binada ısı ve ses yalıtımının yanında özellikle doğal havalandırma ve aydınlatmayı olanaklı kılarak, bina performansına bütüncül olarak etki etmektedir.

Çift kabuk cephe sistemleri pek çok araştırmacı tarafından tanımlanmış ve incelenmiştir. Bu kapsamda, çift kabuk cephe sistemi, binanın mevcut cephesinin önüne genellikle saydam olan ikinci bir cephe yerleştirilmesi ile oluşan özel bir bina kabuğu tipi olarak tanımlanmaktadır (Safer *vd.*, 2005). Pomponi *vd.* (2016), çift kabuk cephe sistemini, iç kabuğu oluşturan bina ana cephesi ve dış cam kabuktan meydana gelen, ara hava boşluğu ile birbirinden ayrılmış bir hibrit sistem olarak tanımlamaktadır. Boake *vd.* (2003) ise çift kabuk cepheyi çeşitli hava koşullarına dinamik olarak karşılık veren ve bünyesinde gölgeleme, doğal havalandırma, ısı yalıtım elemanlarını bütünleştirebilen dış duvar tasarımı olarak tanımlamaktadır. Ara boşluğu tampon bölge işlevi gören kutu tipi çift kabuk cephe sistemindeki ısı transferinin hesaplanmasında, dikey boşluktaki (kavite) doğal taşınım probleminin incelenmesi de gerekir. Bu kapsamda Saury *vd.* (2011), ısıtılan ve soğutulan iki plaka arasındaki sıcaklık farkı ile plakaların emisivitesine bağlı olarak ara boşluktaki sıcaklık tabakalaşmasını, ara boşluktaki hava akışını ve Nusselt sayısının değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcaklık tabakalaşmasında Rayleigh sayısının çok etkili olmadığını, ancak duvarın yatay ve dikey en/boy oranı ile emisivite değerlerinin etkili olduğunu belirtmişlerdir. Nastase *vd.* (2016), kutu tipi çift kabuk cephe sistemlerinde ısı transferi için önerdikleri tek boyutlu kararlı hal ısı transfer hesaplamasının kullanılabildiğini deneysel çalışma ile doğrularak ortaya koymuşlardır. İnan *vd.* (2016), kapalı bir kavitedeki doğal taşınımın gerçekleşen ısı transferi için, Rayleigh sayısının belirli bir aralığında geçerli olan, boyutsuz bir ısı transferi korelasyonunu, deneysel olarak doğruladıkları hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla geliştirmişlerdir. Bu çalışmalarda güneş ışınımı ihmal edilmiştir. Güneş ışınımı etkisinin göz önünde bulundurulduğu Yılmaz ve Çetintaş (2005)'in çalışmasında, kış dönemi için tek kabuk cephelerden olan ısı kaybının çift kabuk cepheye kıyasla %40 oranından daha fazla olduğu görülmüştür. Sanchez *vd.* (2016), güneş ışınımını da göz önünde bulundurarak, yaz ve kış dönemlerinde ara boşluktaki sıcaklık değişimlerini incelemiş ve çift kabuk ile tek kabuk cephelerdeki ısı transferlerini HAD analizi kullanarak kıyaslamışlardır. He *vd.* (2011), kış ve yaz koşullarında ara boşluğun havalandırılması veya tampon bölge olarak kullanılmasına bağlı olarak dış kabuktaki ısı kaybını, iç ortam ısı kazancını ve tek kabuk cepheye göre enerji tasarrufu oranlarını ortaya koymuştur. HAD yaklaşımının kullanıldığı bu çalışmalarda hız ve hafızaya dayalı bilgisayar gereksinimi ortaya çıkmaktadır. Bu kapsamda sayısal yöntemlerden "bölgesel yaklaşım", HAD modellerine kıyasla daha küçük ve daha kabuk çözülebilen denklemler oluşturulmasını olanaklı kılarak, daha az hesaplamayla daha hızlı sonuçlar elde edilmesini

sağlayan kullanışlı bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. HAD modelleri ve yığık modeller arasında kalan bölgesel yaklaşım, yığık modellere göre de daha doğru ve detaylı sonuçlar vermektedir (Jiru ve Haghghat, 2008). Jiru ve Haghghat (2008), çift kabuk cephelerin performansını analiz etmek için bölgesel yaklaşımda bulunarak ara boşluk yüksekliği, hava akım oranı, gölgeleme elemanı gibi faktörlerin dış ve iç sıcaklığa etkisi ile ilgili detaylı bilgi sunmuşlardır. Ayrıca Kuznik *vd.* (2011), Saelens (2002), Stec *vd.* (2005), Eicker *vd.* (2008), Lou *vd.* (2012) ile İnan ve Başaran (2019) gibi birçok araştırmacı da çift kabuk cephe sistemlerinin analizinde bölgesel yaklaşımı kullanarak uygunluğunu ortaya koymuşlardır. Bu bölgesel yaklaşımla çift kabuk cephelerdeki ısı transferinin analiz edilmesi daha hızlı ve kolay bir şekilde gerçekleştirilirken, elde edilen sayısal sonuçlar da deneysel sonuçlarla, kabul edilebilir sınırlar içerisinde, doğrulanabilmektedir. HAD yaklaşımında ise akış modellemesi ayrıntılı olarak gerçekleştirildiği için; akışa bağlı olan enerji denkleminin çözümü de, deneysel sonuçlarla doğrulandıktan sonra, daha hassas sonuçlar verebilmektedir. Buna karşılık, HAD yaklaşımı; zaman gerektiren, ayrıntılı modelleme ve bilgisayar kapasitesi ihtiyacı olan yoğun bir çalışmaya gereksinim göstermektedir. Çift kabuk cephe sistemlerinin ısı performanslarının bölgesel analiz yöntemiyle değerlendirildiği çalışmalar (Jiru *vd.* (2008), Kuznik *vd.* (2011), Saelens (2002), Stec *vd.* (2005), Eicker *vd.* (2008), Lou *vd.* (2012) ile İnan ve Başaran (2019)); birincil ve ikincil kabuktaki çerçeve elemanlarını sayısal analizlerine dahil etmemiş, cephelerin tamamen saydam elemanlardan oluştuğu varsayımıyla ilgili hesaplamaları gerçekleştirmişlerdir. Bununla birlikte, bölgesel analiz yönteminin uygulandığı söz konusu çalışmalar kapsamında kullanıcı davranışı etkisiyle meydana gelecek (örneğin; kullanıcı varlığı, aydınlatma elemanı kullanımı ve bilgisayar kullanımı) ısı kazanımları göz ardı edilmiştir. Bu çalışmada, çift kabuk cephelerin bina enerji performansına, özellikle de ısıtma enerjisine etkisinin araştırılması kapsamında literatürdeki sayısal analiz yöntemlerinden bölgesel analiz yöntemi tercih edilmiş, yapılan çalışmalardan farklı olarak bina cephelerinde seçilen malzeme özelinde ısı kayıplarını oldukça etkileyen çerçeve elemanları ve ayrıca öznel niteliğe sahip kullanıcı davranışı etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. Geliştirilen matematiksel model, gerek literatürdeki analizler, gerekse çalışma kapsamındaki yaklaşım bağlamında, İzmir İli özelinde, yerinde alınan ölçüm sonuçları ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Doğrulanmış model geliştirilerek çift

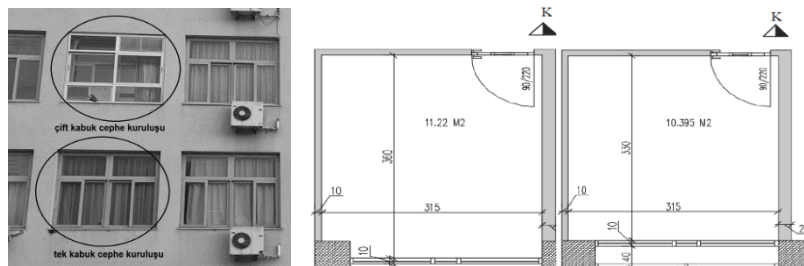
kabuk cephelerin ısı performansına etkisi hakkında çıkarımlarda bulunulmuş, bu kapsamda İzmir İli için çift kabuk cephe uygulamalarının ısıtma ve soğutma yüklerine olan etkisi yıl boyunca değerlendirilmiştir. Geliştirilen model, Erzurum iline uygulanarak çift kabuk cephelerin ısı transferine etkisi yıl boyunca değerlendirilmiş ve ayrıca bir başka çalışmada sunulmuştur (Hülagü *vd.*, 2018).

DENEYSEL ÇALIŞMA

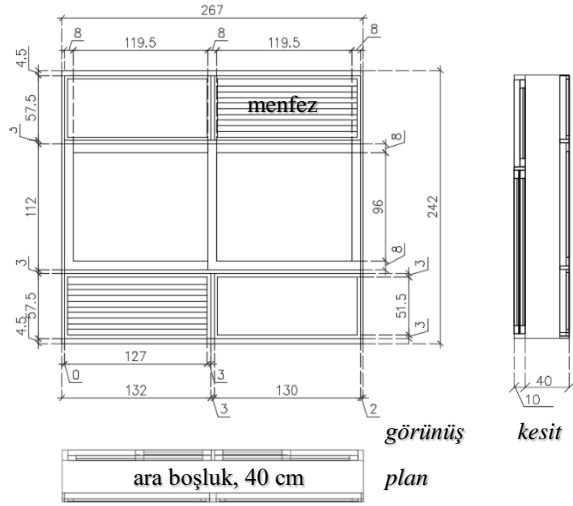
Kutu tipi tampon bölge kullanımında çift kabuk cephe kuruluşunun ısı performansı, İzmir İlinde deneysel çalışma ile incelenmiştir. Alan çalışması olarak belirlenen tek ve çift cephe kuruluşuna sahip mekanlarda ısı kayıp ve kazançları, deneysel olarak analiz edilmiş, matematiksel model sonuçları ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Deneysel Düzenliği

İzmir, Ege Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü binasında yürütülen deneysel çalışma için, tek kabuk cephe (TKC) ve çift kabuk cephe (ÇKC) kurgusunun ayrı ayrı ele alınarak karşılaştırılacağı bir deneysel düzenleme yapılmıştır (Şekil 1a). Bu kapsamda binanın güney cephesinde bulunan tek ve çift kabuk cephe kuruluşuna sahip ofis mekanları (Şekil 1b ve c) cephelerin ısı performansını değerlendirmek üzere kullanılmıştır. Alan çalışmasının yapıldığı binada tüm cepheler tek kabuk kuruluşa sahiptir. Tek kabuk cepheye sahip ofis 11,22 m² kullanım alanı ve 44,88 m³ hacmi olan, tek kullanıcıya sahip bir mekandır (Şekil 1b). Pencere elemanı alüminyum çerçeveli 12 mm hava dolgulu 2x4 mm çift düz camlı kuruluşa sahiptir. Cepheye cam yüzey alanı 4,28 m² ve alüminyum çerçeve yüzey alanı ise toplam 1,31 m²'dir. Çift kabuk cephe kuruluşuna ve tek kullanıcıya sahip diğer ofis mekanı ise 2. katta, tek kabuklu cepheye sahip ofis mekanının üst katında bulunmaktadır. Mekan 10,39 m² kullanım alanına ve 41,58 m³ hacme sahiptir (Şekil 1c). Çift kabuk cephe kuruluşu mevcut pencere kurgusunun 40 cm ara boşluk bırakacak şekilde içeri alınmasıyla oluşturulmuştur (Şekil 2). İkincil kabuk tek kabuk cepheyle özdeş, alüminyum çerçeveli 4+12+4 mm hava boşluklu çift camdır. Birincil cephe ise, alüminyum çerçeveli 4 mm tek cam ve doğal havalandırmaya katkı sağlayan çapraz konumlandırılmış alüminyum menfez pencere kurgusuna sahiptir. Birincil cephedeki cam yüzey alanı 3,57 m² ve alüminyum yüzey (menfez ve çerçeve eleman) 2,89 m²'dir.



Şekil 1. Deneysel çalışma mekanları a) Tek kabuk cephe ve çift kabuk cephe kuruluşuna sahip ofis mekanlarının dış görünüşü b) Tek kabuk kuruluşa sahip ofis mekan planı c) Çift kabuk kuruluşa sahip ofis mekan planı.



Şekil 2. Çift kabuk cephe pencere kurgusu, plan, kesit ve görünüş.

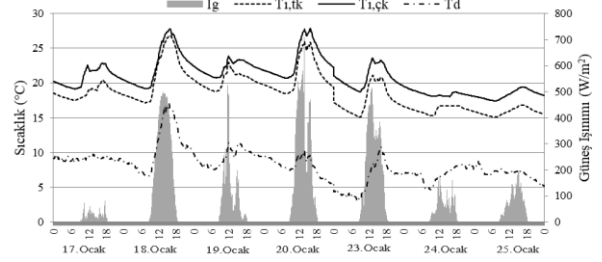
Deneysel Ölçümler

Deneysel çalışmada, ofis mekanlarında 7 gün boyunca ölçümler alınmıştır. Hesaplamalarda kullanıcı etkisi de göz önünde bulundurulduğu için ölçümler 17.01-26.01.2017 tarihleri arasında hafta içi günlerinde yapılmıştır. Dış ortam sıcaklığı, yatay yüzeye gelen güneş ışınımı, rüzgar hızı ve yönü Davis Vantage Pro2 meteoroloji istasyonu ile ölçülmüş ve kayıt edilmiştir. Ofis ortam sıcaklığı birer HOBO sıcaklık ölçer ile ve çift kabuk cephe ara boşluğunda ise, farklı yüksekliklerdeki sıcaklık ölçümleri, 5 adet HOBO ile yapılmıştır. 10 dakika aralıklarla ölçüm verileri alınan cihazlara ilişkin bilgiler Tablo 1’de verilmiştir. Ayrıca ofis mekanlarında ısı kazancı bağlamında kullanıcı davranışları odaklı varlık, aydınlatma, ısıtıcı ve bilgisayar kullanımı da kayıt altına alınmıştır.

Tablo 1. Ölçüm aletlerinin özellikleri.

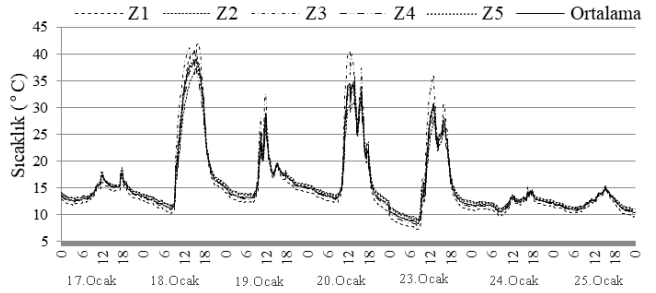
Ölçüm Aleti	Ölçüm Türü	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
DAVIS Vantage PRO2	Dış sıcaklık	-40°- 65°	+/- 0,3°C
	Güneş ışınımı	0-1800 W/m ²	+/- %5
	Rüzgar hızı	0-89 m/s	+/- 0,5m/s
	Rüzgar yönü	0°-360°	+/-3°
Onset HOBO	İç ortam ve ara boşluk sıcaklıkları	-20°- 70°	+/- 0,21°C

Şekil 3’de, dış ortam sıcaklığı ile birlikte güneş ışınım değerlerinin 7 gün için zamana bağlı ölçüm sonuçları yer almaktadır. Ayrıca, cephe özelliği ve iç ortam ısı kazanımlarına bağlı olarak değişiklik gösteren tek kabuk cepheye sahip mekan ($T_{i,tk}$) ve çift kabuk cepheye sahip mekan ($T_{i,çk}$) için iç ortam sıcaklık ölçümleri verilmiştir. Şekil 3’de görüldüğü üzere, özellikle gece saatlerinde mekanlar arası sıcaklık farkı artmakta, gündüz ise benzer sıcaklıklar izlenmektedir.



Şekil 3. Tek kabuk ($T_{i,tk}$) ve çift kabuk ($T_{i,çk}$) cephe kuruluşuna sahip mekan iç sıcaklıkları, dış ortam sıcaklığı (T_d) ve yatay yüzeye gelen güneş ışınımı (I_g) değerleri.

Çift kabuk cephe kuruluşu ara boşluk sıcaklık ölçümleri ikincil cepheye 10 cm uzaklıkta, üç farklı yükseklikteki 5 noktadan veri toplayıcılar (HOBO) ile gerçekleştirilmiştir. Birincil ve ikincil kabuktaki pencereler kapalı konumda tutulmuş, birincil cephedeki menfezler polistiren köpük (EPS) ile kapatılarak sızdırmaz hale getirilmiş, ara boşluğa hava giriş/çıkışı engellenmiştir. Ara boşlukta alınan ölçümler ve sonuçların ortalaması Şekil 4’de verilmiştir.



Şekil 4. Çift kabuk cephede ara boşluk ölçülen sıcaklık değerleri ve ortalama değeri.

Kullanıcıların ölçüm tarihleri süresince, gün içerisinde bilgisayar, aydınlatma ve ısıtıcı kullanma davranışlarını işaretledikleri çizelgelerde, sistemlerden en az biri kullanıldığında kullanıcı varlığı olduğu, hiçbir sistem kullanılmadığında ise kullanıcı varlığının olmadığı kabul edilmiştir (Hülagü, 2017).

Ön Hesaplamalar

Cephe düzlemine etkiyen güneş ışınımın hesabı

Bir düzlem ile direkt güneş ışınımı arasındaki ilişki açılar aracılığıyla tanımlanabilir (Duffie ve Beckman, 2013). Dolayısı ile enlem, deklinasyon, eğim, yüzey azimut, güneş geliş ve zenit açıları elde edilmiştir. Aylık ortalama deklinasyon açısının hesaplanması için, güneş ışınımının Ocak ayı ortalama değerini veren 17 Ocak tarihi seçilmiştir (Klein, 1977). 17-26.01.2017 tarihleri arasında hafta içi 7 gün için yatay yüzeye gelen güneş ışınımından dik cepheye etkiyen ışınım hesaplanmıştır (Hülagü, 2017).

Dış ortam taşınım katsayısının hesaplanması

Çalışmada dış ortam dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı, Liu ve Harris (2007)’in rüzgâr yönü ve şiddetine bağlı olarak geliştirdiği formüller aracılığı ile hesaplanmıştır.

Çalışmada duvara etkiyen rüzgar hızına göre rüzgarüstü ve rüzgaraltı bölgeleri için ısı taşınım katsayısının elde edilmesine yardımcı iki denklem geliştirmişlerdir. V_r rüzgar hızı olmak üzere, Eş. 1 cephenin rüzgarüstü, Eş. 2 ise rüzgaraltı bölgeleri için ısı taşınım katsayısını vermektedir.

$$h_d = 6,31V_r + 3,32 \quad (1)$$

$$h_d = 5,03V_r + 3,19 \quad (2)$$

Belirlenen rüzgar etki açılarına göre, ölçüm süresince etkiyen rüzgarın; bina kesitinin rüzgarüstü ve rüzgaraltı bölgesinde olma durumu belirlenmiştir. Buna göre Eş. 1 ve 2 aracılığıyla, 10 dakikalık aralıklarla rüzgar yönü ve hızına bağlı olarak dış ortam yüzey ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır (Hülagü, 2017).

Ara boşluk taşınım katsayısının hesaplanması

Çift kabuk ısı transfer analizinde, tampon bölge işlevi gören ara boşluk, doğal taşınımın meydana geldiği kapalı bir dörtgen hacim olarak değerlendirilmiştir. Ara boşluk ısı taşınım katsayısı hesabı (h_a), Nusselt sayısı (Nu), havanın ısıl geçirgenliği (k_h) ve ara boşluk genişliği (L) olmak üzere, 3 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır;

$$h_a = \frac{Nu k_h}{L} \quad (3)$$

Eş. 3'deki Nusselt sayısı, MacGregor ve Emery (1969)'nin geliştirdiği Eş. 4 aracılığıyla hesaplanmıştır:

$$Nu = 0,46 Ra_L^{1/3} \quad (4)$$

Eş. 4'deki Rayleigh (Ra_L) sayısının hesaplanmasında; g yerçekimi ivmesi, β havanın ısıl genleşme katsayısı, T_{ik} iç kabuk dış yüzey sıcaklığı, T_{dk} dış kabuk iç yüzey sıcaklığı, ν havanın kinematik viskozitesi ve α havanın ısıl yayılım katsayısı olmak üzere, Eş. 5 kullanılmaktadır:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_{ik} - T_{dk}) L^3}{\nu \alpha} \quad (5)$$

Eş. 3 ve 5'deki havanın β , α , ν ve k değerleri belirlenirken ara boşluktaki 5 ölçüm noktasının ortalaması olan T_a ara boşluk sıcaklık değeri, Eş. 5'de dış kabuk ve iç kabuk (T_{ik} ve T_{dk}) sıcaklık değerleri yerine ise iç ortam ve dış ortam (T_i ve T_d) sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Sonrasında iteratif yaklaşımla T_{ik} ve T_{dk} sıcaklıkları belirlenmiştir. Ara boşluk taşınım katsayısının zamana bağlı değişimi, (Hülagü, 2017) referansında verilmiştir.

İç ısı kazanımlarının hesabı

Ofis mekanlarında, kullanıcı davranışı takibiyle iç ısı kazanımları da hesaplanmıştır. Kullanıcı varlığı, aydınlatma elemanı, bilgisayar ve ısıtma sistemi kullanımları, çizelgeler aracılığıyla kayıt altına alınmıştır. Ölçüm yapılan mekanlarda herhangi bir merkezi ısıtma-soğutma sistemi bulunmamakta sadece elektrikli ısıtıcılar

bulunmaktadır. Ölçüm süresince bu cihazlar kullanılmamıştır. Kullanıcıların varlık kaynaklı (Q_i) ve aydınlatma elemanı/bilgisayar kullanımı kaynaklı (W_i) iç ortam ısı kazanımları ise Tablo 2'de verilen değerler aracılığıyla hesaplanmıştır.

Tablo 2. Kullanıcı davranış türüne göre toplam ısı kazanımı (ASHRAE, 2009).

Davranış Türü	Enerji Transfer Hızı
Kullanıcı Varlığı	130 W
Aydınlatma Elemanı	12 W/m ²
Bilgisayar	36 W

Tek kabuk cephe kuruluşuna sahip ofis kullanıcısı (1), ölçüm süresince 6 gün (17, 18, 19, 20, 23, 24.01.2017) ofisi aktif olarak kullanmış, 1 gün (25.01.2017) ise ofisi kullanmamıştır. Kullanıcı 1'in ofiste bulunduğu anlarda aydınlatma elemanı kullanımına çok ihtiyaç duymadığı, bilgisayarı aktif olarak kullandığı görülmektedir. Çift kabuk cephe kuruluşuna sahip ofis kullanıcısı (2), ölçüm süresince 3 gün (17, 18, 19.01.2017) ofisi kullanmış, ara boşluk ölçümleri pencere kapalı konumda alındığı ve odada güneş kırıcı (perde) olmadığı için, ofisin özellikle öğle/öğleden sonra çok sıcak olduğunu belirterek, 4 gün (20, 23, 24, 25.01.2017) ofisi kullanmayı tercih etmemiştir. Kullanıcı 2'nin ofiste bulunduğu anlarda, bilgisayarı aktif olarak kullanmadığı görülmektedir. Kullanıcının aydınlatma elemanı kullanımına bakıldığında ise 1. ve 3. gün kullanıldığı, güneş ışınım şiddetinin görece artmasına bağlı olarak (Şekil 3'de görüldüğü üzere) 2. gün kullanmadığı anlaşılmaktadır (Hülagü, 2017).

TEORİK METOD

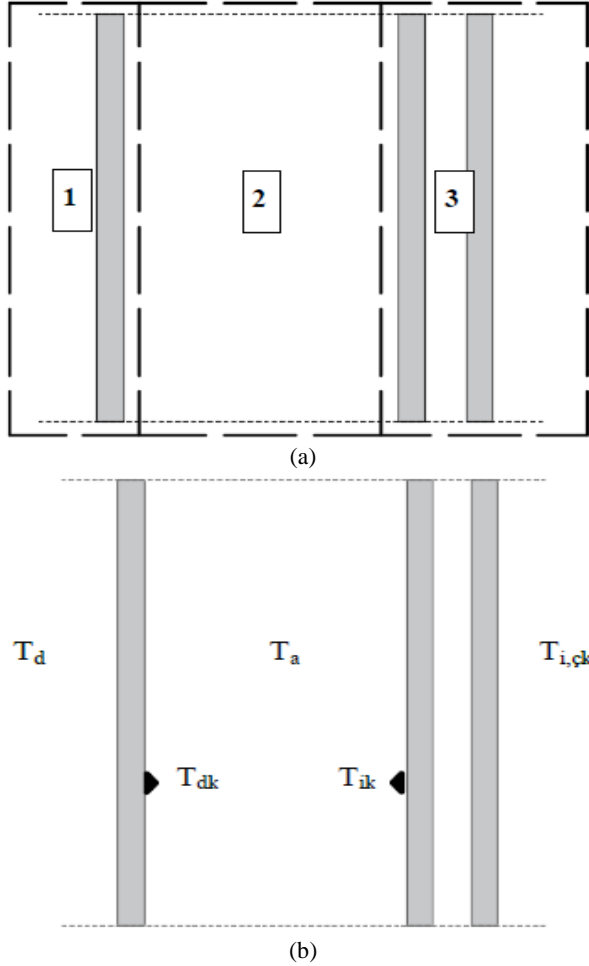
Tek ve çift kabuk cephe kuruluşlarındaki ısı transfer hızlarındaki değişimler karşılaştırılmış, önceki bölümde belirtilen ölçüm ve hesaplamalar da göz önünde bulundurularak tek ve çift kabuk cephe kuruluşundaki cam ve alüminyum iç yüzey sıcaklıkları ($T_{tk,c}$, $T_{tk,al}$ ve $T_{çk,c}$, $T_{çk,al}$) bulunmuştur. İç yüzey ile dış ortam sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transferi ($Q_{tk,ısı}$, $Q_{çk,ısı}$) ve güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{tk,g}$, $Q_{çk,g}$) hesaplanmıştır. Tablo 3'de malzemelerin yutuculuk, geçirgenlik ve ısı iletim katsayıları verilmiştir.

Tablo 3. Cephe malzemelerinin fiziksel özellikleri (Çengel, 2015).

Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Alüminyum (k_a)	
	Cam (k_c)	0,92
	Hava (k_h)	0,025
Yutuculuk	Alüminyum (α_{al})	0,09
	Tek cam (α_{tc})	0,12
	Çift cam ($\alpha_{çc}$)	0,22
Geçirgenlik	Tek cam (τ_{tc})	0,83
	Çift cam ($\tau_{çc}$)	0,71

Çift Kabuk Cephedeki Isı Transfer Hızının Belirlenmesi

Çift kabuk cephede ısı transferi hesaplanırken bölgesel analiz yapılmış ve cephe kurgusu; dış kabuk (1), ara boşluk (2) ve iç kabuk (3) olmak üzere 3 bölgeye ayrılmıştır (Şekil 5). Her bölge için ayrı enerji dengesi denklemleri yazılarak, meydana gelen ısı transferleri hesaplanmıştır.



Şekil 5. Çift kabuk cephe a) Çift kabuk cephe bölgelemesi b) Sıcaklık gösterimleri.

Şekil 5a'da belirtilen bölgelerdeki enerji dengeleri yazılarak; 3 bölge için sırasıyla Denklem 6, 8 ve 9'da verilen enerji dengeleri oluşturulmuştur. Denklemlerin ortak çözümüyle dış kabuk iç yüzey (T_{dk}), iç kabuk dış yüzey (T_{ik}) ve ara boşluk (T_a) değerlerinin bulunması hedeflenmiştir (Şekil 5). Denklem çözümünde sadeleştirme yapmak ve yüzey türünden bağımsız bir T_a değeri elde etmek amacıyla, cam ve alüminyum yüzeyleri için tek boyutlu ısı transferi kabulü ile ortak çözüm yaparak; yüzeyler için T_{dk} ve T_{ik} değerlerinin olduğu kabul edilmiştir.

Dış kabuktaki enerji dengesi

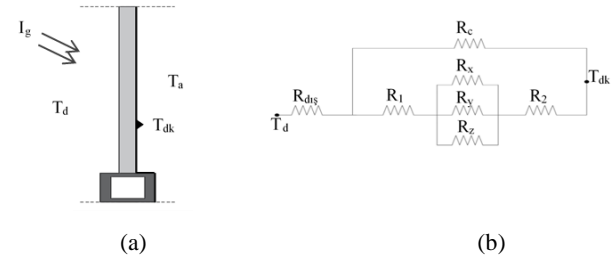
Dış kabuktaki enerji dengesi Eş. 6'da gösterilmiştir. Denklemden verilen α_{tc} ve α_{al} sırasıyla tek cam ve

alüminyum yutuculuk değerleri Tablo 3'den, A_{dk} , $A_{dk,c}$ ve $A_{dk,c}$ sırasıyla dış kabuk toplam, dış kabuk cam ve dış kabuk alüminyum alanlarıdır ve yerinde ölçüm ile hesaplanmıştır (Hülügü, 2017). T_d dış ortam sıcaklığı deneysel olarak ölçülmüştür. Ara boşluk taşınım katsayısı (h_a) yukarıda belirtildiği gibi hesaplanmış ve dış kabuk ile iç kabuk arasındaki ısı radyasyon taşınım katsayısı (h_r) ise başlangıçta $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak kabul edilmiş; sonrasında ise belirlenen iç yüzey sıcaklık değerlerine göre değiştirilmiştir. Dış kabuk modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısı U_{dk} ise Eş. 7 aracılığıyla hesaplanmıştır. Dış kabuk kesiti ve ısı diyagramı Şekil 6'da gösterilmiştir.

$$I_g \alpha_{tc} A_{dk,c} + I_g \alpha_{al} A_{dk,al} - U_{dk} A_{dk} (T_{dk} - T_d) - h_a A_{dk} (T_{dk} - T_a) - h_r A_{dk} (T_{dk} - T_{ik}) = 0 \quad (6)$$

$$U_{dk} = [R_{dış} + R_{dk}]^{-1} = \left[\frac{1}{h_{dış}} + \left[\frac{1}{R_{dk,al}} + \frac{1}{R_{dk,c}} \right]^{-1} \right]^{-1} \quad (7)$$

$$R_{dk,al} = R_1 + R_2 + R_3, \quad R_2 = \left[\frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} + \frac{1}{R_z} \right]^{-1}, \quad R_{dk,c} = \frac{L_c}{k_c} \quad (7a, b, c)$$



Şekil 6. 1. Bölge a) Dış kabuk kesiti b) Dış kabuk ısı direnç diyagramı.

Ara boşluktaki enerji dengesi

Ara boşluktaki enerji dengesi, ρ ara boşluk havasının yoğunluğu, c_p sabit basınçta ara boşluk havasının özgül ısı, w cephe yüksekliği olmak üzere Eş. 8'de verilmiştir.

$$\rho w c_p \frac{dT_a}{dt} = h_a (T_{dk} - T_a) + h_a (T_{ik} - T_a) \quad (8)$$

İç kabuktaki enerji dengesi

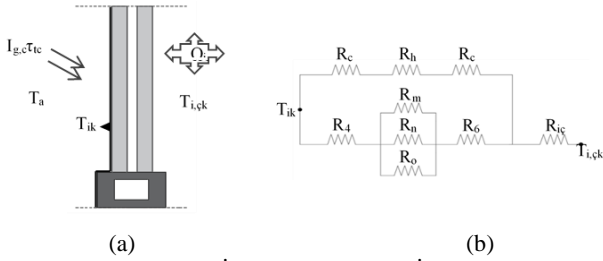
İç kabuktaki enerji dengesi Eş. 9'da gösterilmektedir. τ_{tc} tek cam geçirgenlik değeri, α_{cc} çift cam ve α_{al} alüminyum yutuculuk değerleri Tablo 3'den alınmıştır. A_{ik} , $A_{ik,c}$, $A_{ik,al}$; iç kabuk toplam, cam ve alüminyum alanları ölçülerek hesaplanmıştır. Çift kabuk cephe kuruluşu iç mekan sıcaklığı ($T_{i,çk}$) deneysel olarak ölçülmüştür. Modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısı ise Eş. 10 ile belirlenmiştir. Q_i ve W_i varlık ve elektrikli alet kullanımına bağlı iç ısı kazanımıdır. Dış kabuktan, dış kabuğun geçirgenlik değeri (τ_{tc}) oranında güneş ışınımı geçerek iç kabuğu etkileyecektir. Güneş ışınımı ($I_{g,c}$) hesaplanırken, dış kabuk birim yüzeye gelen güneş ışınımı (I_g), dış kabuktaki cam yüzdesine göre, alüminyum yüzey alanı da göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır (Şekil 7).

$$I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{cc} A_{ik,c} + I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{al} A_{ik,al} - U_{ik} A_{ik} (T_{ik} - T_{i,\check{k}}) - h_a A_{ik} (T_{ik} - T_a) - h_r A_{ik} (T_{ik} - T_{dk}) + Q_i + W_i = 0 \quad (9)$$

$$U_{ik} = [R_{ik} + R_{i\check{k}}]^{-1} = \left[\left[\frac{1}{R_{ik,al}} + \frac{1}{R_{ik,c}} \right]^{-1} + \frac{1}{h_{i\check{k}}} \right]^{-1} \quad (10)$$

$$R_{ik,al} = R_4 + R_5 + R_6, \quad R_5 = \left[\frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_o} \right]^{-1},$$

$$R_{ik,c} = R_c + R_h + R_c = 2 \frac{L_c}{k_c} + \frac{L_h}{k_h} \quad (10a,b,c)$$



Şekil 7. 3. Bölge a) İç kabuk kesiti b) İç kabuk ısı direnci diyagramı.

Enerji dengesi eşitliklerinde (6, 8 ve 9); dış kabuk iç yüzey (T_{dk}), ara boşluk (T_a) ve iç kabuk dış yüzey (T_{ik}) sıcaklıkları bilinmemektedir. 6, 8 ve 9 numaralı eşitliklerin ortak çözülmesiyle bu değerler bulunmuştur. Hesaplamalar, Eicker (2003)'in ayrıntılandığı yöntemin modifiye edilmesi ile gerçekleştirilmiş ve detaylı bir biçimde referans Hülagü (2017)'de verilmiştir. Buna göre 6 numaralı eşitlikten T_{dk} çekilirse;

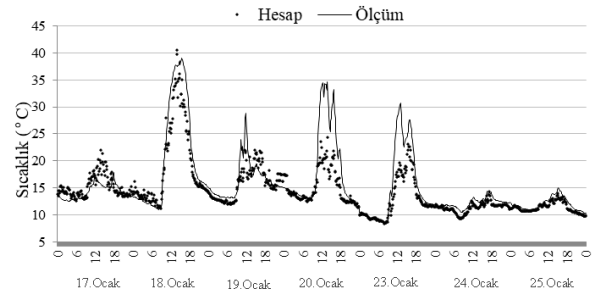
$$T_{dk} = \frac{I_g \alpha_{dk,c} A_{dk,c} + I_g \alpha_{dk,al} A_{dk,al} + U_{dk} A_{dk} T_d + h_a A_{dk} T_a + h_r A_{dk} T_{ik}}{U_{dk} A_{dk} + h_a A_{dk} + h_r A_{dk}} \quad (11)$$

bağıntısı elde edilir. Ara bölge sıcaklığı T_a , iç yüzeylerin (T_{dk} ile T_{ik}) ortalama sıcaklığı olarak tanımlanmıştır. T_a değeri buna göre Eş. 11'de yerine konur. Böylece, sırasıyla, iç kabuk dış yüzey (T_{ik}), buna bağlı olarak dış kabuk iç yüzey (T_{dk}) ve bu değerlere bağlı olarak da ara boşluk (T_a) sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. T_{ik} , T_a ve T_{dk} sıcaklık değerlerinin bulunmasıyla, bu değerlerin hesaplama başında bilinmemesinden ötürü yapılan kabuller gözden geçirilmiştir. Buna göre öncelikle ısı radyasyon taşınım katsayısı için, $4 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak alınan h_r değeri, sıcaklık değerlerinin belirlenmesiyle zamana bağlı olarak yeniden hesaplanmıştır (Hülagü, 2017). Bir diğer kabul ise ara boşluk ısı taşınım katsayısı (h_a) hesaplanırken yapılmıştır. Eş. 3'e göre bulunan h_a değerinde Rayleigh (Ra_L) sayısı hesaplanırken (Eş. 5), denklemdeki T_{ik} ve T_{dk} değerleri yerine sırasıyla T_i iç hava ve T_d dış hava sıcaklıkları kullanılmıştır. h_r değeri değiştirilerek hesaplanan T_{ik} ve T_{dk} sıcaklıklarıyla, ara boşluk ısı taşınım katsayısında (h_a) iterasyonlar yapılmıştır. Yapılan ilk iterasyonda h_a ortalama %26 oranında bir azalma göstermiştir. İkinci iterasyonun yapılması ile h_a değerinde ortalama %4 oranında artış yaşanmıştır. Yapılan üçüncü iterasyon ile ikinci iterasyon arasında ortalama %0,08 oranında fark olduğu için, ikinci iterasyon sonuçları h_a değeri olarak kabul edilmiştir.

Yapılan kabullerin değiştirilmesiyle hesaplar tekrarlanmıştır. Şekil 8'de hesaplama yöntemiyle elde edilen ara boşluk sıcaklığı (T_a) ve deneysel ölçüm ile 5 noktadan kayıt altına alınan ara boşluk sıcaklıklarının ortalama (\bar{T}_a) değeri kıyaslanmıştır. Hesaplanan ve ölçülen ara boşluk sıcaklık değerleri benzer sonuçlar gösterse de, aralarında ortalama %11,2 fark oluşmuştur. Bu farkın yaşanmasındaki belli başlı sebepler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

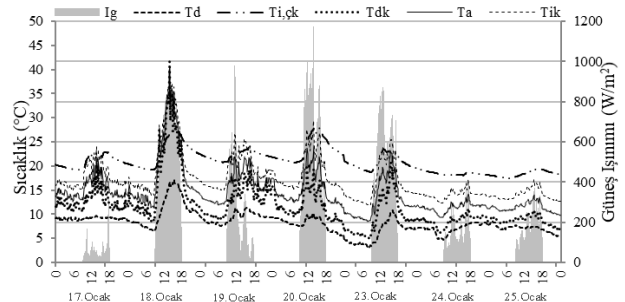
- Yapılan ısı transfer analizinin bir boyutlu yaklaşımla gerçekleştirilmesi,
- Cephe elemanlarının depoladığı enerji değişimleri göz ardı edilerek kararlı durum yaklaşımının kullanılması,
- Dış ve iç kabuk alüminyum çerçeve eleman U değerinin teorik bir kesit üzerinden hesaplanması,
- Dış kabuk menfezlerinin alüminyum çerçeve eleman olarak kabul edilişi,
- Cam ve alüminyum malzemelerin fiziksel ve termofiziksel özelliklerinin referans veriler ile tayin edilişi,
- İç kabuk ve dış kabuk arasında 40 cm ara boşluk olması dolayısıyla, dış kabuğa etkileyen güneş ışınımının bir kısmının iç kabuğa direkt etkilediği, bir kısmının ise ara boşluk zemininden yansyarak iç kabuk yüzeyine etkilediği göz ardı edilerek, dış kabuktan geçen güneş ışınımının iç kabuğa direkt etkilediğinin varsayılışı.

Şekil 8'de de görüleceği üzere yapılan hesaplamaların düşük hata oranına sahip olması nedeniyle, varsayımların kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmış ve hesaplamalara devam edilmiştir.



Şekil 8. Hesaplanan (T_a) ve ölçülen ortalama (\bar{T}_a) ara boşluk sıcaklık değerleri.

Ara boşluk sıcaklığı ile hesaplanan T_{dk} ve T_{ik} değerlerinin ölçüm süresi boyunca güneş ışınımı (I_g), dış ortam sıcaklığı (T_d) ve iç ortam sıcaklığı ($T_{i,\check{k}}$) değerlerine göre değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 9. Sıcaklık değerleri ve cepheye etkileyen güneş ışınımı.

T_{dk} , T_a , T_{ik} sıcaklık değerlerinin öğle saatlerinde $T_{i,çk}$ değerinden fazla olduğu ancak hava sıcaklığının azaldığı ve güneş ışınımının olmadığı gece vaktinde ise, dış ortam ve iç ortam sıcaklık değerleri arasında kaldığı görülmektedir (Şekil 9). T_{ik} iç kabuk dış yüzey sıcaklığı kullanılarak çift kabuk cephedeki ısı transferi hesaplanmıştır. Isı transferi hesaplanırken iç kabuk cam ve alüminyum yüzeylerden meydana gelen ısı transferleri ayrı ayrı hesaplanmış ve iç ortam ısı kazanımları göz önünde bulundurulmuştur. Eş. 12’de iç kabuk cam yüzey ve iç ortam arasındaki enerji dengesi yazılmıştır. $I_{g,c}$ güney cephe birim yüzeye gelen güneş ışınımının dış kabuk cam yüzey oranına göre payı olup, τ_{tc} , $\alpha_{çc}$ değerleri Tablo 3’den, A_c iç kabuk cam yüzey alanı ise ölçümle belirlenmiştir. Denklemdaki $Q_{çk,c}$ ve $W_{çk,c}$ ise çift kabuk cephe kuruluşuna sahip ofisin, iç ısı kazanımlarının iç kabuk cam yüzdesine karşılık gelen payını, U_{cam} iç kabuk cam yüzey modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısını (Eş. 13) ifade etmektedir.

$$\left[I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{çc} - U_{cam} (T_{c,çk} - T_{ik}) - h_i (T_{c,çk} - T_{i,çk}) \right] A_c + Q_{çk,c} + W_{çk,c} = 0 \quad (12)$$

$$U_{cam} = [2R_c + R_{h,c}]^{-1} = \left[2 \frac{L_c}{k_c} + \frac{L_{h,c}}{k_{h,c}} \right]^{-1} \quad (13)$$

12 numaralı eşitlikten $T_{c,çk}$ çekilerek iç kabuk cam bölgesinin ortalama iç yüzey sıcaklığı hesaplanır:

$$T_{c,çk} = \frac{(I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{çc} + U_{cam} T_{ik} + h_i T_{i,çk}) A_c + Q_{çk,c} + W_{çk,c}}{(U_{cam} + h_i) A_c} \quad (14)$$

$T_{c,çk}$ değerinin hesaplanmasıyla çift kabuk cephe cam yüzeyden sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transferi ($Q_{ısı,çk1}$) Eş. 15, güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{g,çk}$) ise Eş. 16 ile hesaplanmıştır. Eş 16’da tek cam (τ_{tc}) ve çift cam ($\tau_{çc}$) geçirgenlik değerleri Tablo 3’den alınmıştır.

$$Q_{ısı,çk1} = h_i A_c (T_{c,çk} - T_{i,çk}) \quad (15)$$

$$Q_{g,çk} = I_{g,c} \tau_{çc} A_c \quad (16)$$

İç kabuk alüminyum yüzey ile iç ortam arası enerji dengesi ise Eş. 17’de verilmiştir. Eşitlikteki alüminyum yutuculuk değeri (α_{al}) Tablo 3’den, alüminyum yüzey alanı A_{al} ise yerinde ölçüm ile belirlenmiştir. İç kabuk alüminyum alanının toplam alandaki yüzdesine göre iç kazanımlar alüminyum yüzeye paylaştırılarak denklemden $Q_{çk,al}$ ve $W_{çk,al}$ olarak ifade edilmişlerdir. Alüminyum kesit ısıl geçirgenliği Eş. 18’deki gibi hesaplanmıştır.

$$\left[I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{al} - U_{al} (T_{al,çk} - T_{ik}) - h_i (T_{al,çk} - T_{i,çk}) \right] A_{al} + Q_{çk,al} + W_{çk,al} = 0 \quad (17)$$

$$U_{al} = \left[2R_{al,1} + \left[2 \frac{1}{R_{al,2}} + \frac{1}{R_{al,h}} \right]^{-1} \right]^{-1} = \left[2 \frac{L_{al,1}}{k_{al}} + \left[2 \frac{k_{al}}{L_{al,2}} + \frac{k_h}{L_{h,al}} \right]^{-1} \right]^{-1} \quad (18)$$

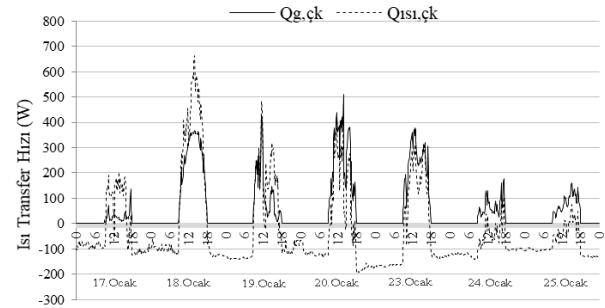
Alüminyum iç yüzey sıcaklığı ($T_{al,çk}$), 17 numaralı eşitliğin düzenlenmesiyle bulunur:

$$T_{al,çk} = \frac{(I_{g,c} \tau_{tc} \alpha_{al} + U_{al} T_{ik} + h_i T_{i,çk}) A_{al} + Q_{çk,al} + W_{çk,al}}{(U_{al} + h_i) A_{al}} \quad (19)$$

Çift kabuk cephe iç kabuk alüminyum yüzeyden sıcaklık farkı dolayısıyla olan ısı transferi ($Q_{ısı,çk2}$) Eş. 20 ile hesaplanmıştır.

$$Q_{ısı,çk2} = h_i A_{al} (T_{çk,al} - T_i) \quad (20)$$

Çift kabuk cephede meydana gelen toplam ısı transferi ($Q_{ısı,çk}$), cam ($Q_{ısı,çk1}$) ve alüminyum ($Q_{ısı,çk2}$) yüzeylerde sıcaklık farkı dolayısıyla olan ısı transferlerinin toplamı olarak Eş. 15 ve 20 ile ve toplam güneş ışınımı kazanımı ($Q_{g,çk}$) ise cam yüzeyden güneş ısı kazanımı olup Eş. 16 ile gösterilmiştir. Çift kabuk cephede, cam ve alüminyum iç yüzeyleri ile iç ortam sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen toplam ısı transferi ($Q_{ısı,çk}$) ve cam yüzeyden toplam güneş ısı kazanımının ($Q_{g,çk}$) gösterildiği Şekil 10’dan, güneş ısı kazanımının, sıcaklık farkı dolayısıyla ısı kazanımına yakın değerlerde olduğu görülmektedir.



Şekil 10. Çift kabuk cephe güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{g,çk}$) ve sıcaklık farkı dolayısıyla cam ve alüminyum yüzeyden yaşanan toplam ısı transfer hızı ($Q_{ısı,çk}$).

Tek Kabuk Cephede Meydana Gelen Isı Transfer Hızının Belirlenmesi

Tek kabuk cephede ısı transferi, tek boyutlu zamana bağlı olarak ele alınmış, buna karşılık cephe elemanlarının zamana bağlı depoladığı ısıl enerji değişimleri göz önüne alınmayarak kararlı durum yaklaşımı kullanılmış ve hesaplamalar yapılırken de çift camdan olan ısı transferinin yanında, cephe kuruluşunun yaklaşık %34’ünü oluşturan çerçeve bileşeninden de yaşanacak ısı transferi ile birlikte kullanıcı kaynaklı iç ısı kazanımları göz önünde bulundurulmuştur. Tek kabuk cephe kuruluşunda; cam ve alüminyum yüzeylerde meydana gelen ısı transferi ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tek kabuk cephe cam yüzeydeki enerji dengesi Eş. 21’de gösterildiği

gibidir. I_g cepheye etkileyen güneş ışınımı, $T_{i,tk}$ ve T_d ise iç ve dış ortam sıcaklık değerleri olup, deneysel olarak ölçülmüştür. $U_{c,tk}$ tek kabuk cephe çift cam modifiye edilmiş toplam ısı transfer katsayısı Eş. 22 ile hesaplanmıştır. A_c cam yüzey alanıdır. α_{cc} çift cam yutuculuk değeri için Tablo 3'deki değerler, iç ortam yüzey ısı taşınım katsayısı, h_i için ise $7,69 \text{ W/m}^2\text{°C}$ değeri kullanılmıştır (TS 825, 2009). Q_i ve W_i değerleri cephedeki cam ve alüminyum yüzey oranına göre dağıtılmış ve cam yüzeyin iç ısı kazanım payı, Eş. 21'de $Q_{i,c}$ ve $W_{i,c}$ olarak gösterilmiştir.

$$\left[I_g \alpha_{cc} - U_{c,tk} (T_{c,tk} - T_d) - h_i (T_{c,tk} - T_{i,tk}) \right] A_c + Q_{i,c} + W_{i,c} = 0 \quad (21)$$

$$U_{c,tk} = \left[R_{dış} + 2R_c + R_{h,c} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{h_{dış}} + 2 \frac{L_c}{k_c} + \frac{L_{h,c}}{k_{h,c}} \right]^{-1} \quad (22)$$

21 numaralı eşitliğin bilinmeyen olan $T_{c,tk}$ tek kabuk cephe cam iç yüzey sıcaklığıdır ve denklemden çekilerek hesaplanır. Tek kabuk cephe cam yüzeyden sıcaklık farkı dolayısıyla iç ortamda olan ısı transferi ($Q_{i,tk}$), Eş. 23 ile, güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{g,tk}$) ise Eş. 24 ile belirlenmiştir. Eş. 24'de bulunan τ_{cc} çift cam geçirgenlik katsayısı için Tablo 3'de belirtilen değer kullanılmıştır.

$$Q_{i,tk} = h_i A_c (T_{c,tk} - T_{i,tk}) \quad (23)$$

$$Q_{g,tk} = I_g \tau_{cc} A_c \quad (24)$$

Tek kabuk cephe kuruluşundaki alüminyum yüzeydeki enerji dengesi Eş. 25'de verilmiştir. Eş. 25'deki α_{al} alüminyum yutuculuk katsayısı Tablo 3'den alınmıştır. $U_{al,tk}$ tek kabuk cephe alüminyum modifiye edilmiş toplam ısı transferi katsayısı Eş. 26 ile hesaplanmıştır. Toplam iç ortam ısı kazanımından yüzey alanlarına göre hesaplanan alüminyum iç ortam ısı kazanım payı ise Eş. 25'de $Q_{i,al}$ ve $W_{i,al}$ ifadeleriyle gösterilmiştir.

$$\left[I_g \alpha_{al} - U_{al,tk} (T_{al,tk} - T_d) - h_i (T_{al,tk} - T_{i,tk}) \right] A_{al} + Q_{i,al} + W_{i,al} = 0 \quad (25)$$

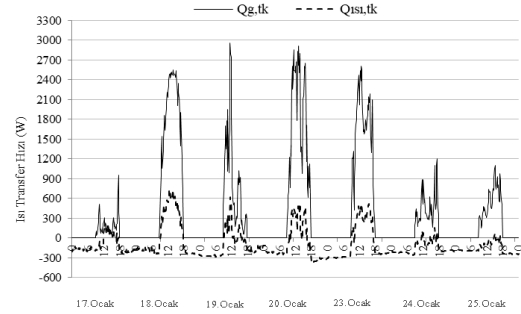
$$U_{al,tk} = \left[R_{dış} + 2R_{al,1} + \left[2 \frac{1}{R_{al,2}} + \frac{1}{R_{al,h}} \right]^{-1} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{h_{dış}} + 2 \frac{L_{al,1}}{k_{al}} + \left[2 \frac{k_{al}}{L_{al,2}} + \frac{k_h}{L_{h,al}} \right]^{-1} \right]^{-1} \quad (26)$$

25 numaralı denklemin bilinmeyen olan $T_{al,tk}$, tek kabuk cephe alüminyum iç yüzey sıcaklığı eşitliğinden çekilerek bulunur. $T_{al,tk}$ sıcaklık değerinin bulunmasıyla, tek kabuk cephe alüminyum yüzeyinden sıcaklık farkı dolayısıyla oluşan ısı transferi ($Q_{i,tk2}$), Eş. 27 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q_{i,tk2} = h_i A_{al} (T_{al,tk} - T_{i,tk}) \quad (27)$$

Tek kabuk cephedeki toplam ısı transferi ($Q_{i,tk}$), cam ve alüminyum yüzeylerde sıcaklık farkı dolayısıyla olan ısı transferlerinin toplamı olarak Eş. 23 ve 27 değerlerinin toplanmasıyla hesaplanır. Toplam güneş ısı kazanımı

($Q_{g,tk}$) ise cam yüzeyden güneş ışınımı kazanımı olup Eş. 24'de verilmiştir. Denklemlerdeki yüzey alanları yerinde ölçümle belirlenmiş ve hesaplamalarda kullanılmıştır. Tek kabuk cephede cam ($T_{c,tk}$) ve alüminyum ($T_{al,tk}$) iç yüzey sıcaklıkları ile iç ortam sıcaklığı ($T_{i,tk}$) arasındaki sıcaklık farkı dolayısıyla olan ısı transferi ($Q_{i,tk}$) ile tek kabuk cepheye etkileyen güneş ışınımı dolayısıyla iç ortamda yaşanan ısı kazanımı ($Q_{g,tk}$) Şekil 11'de gösterilmiştir.

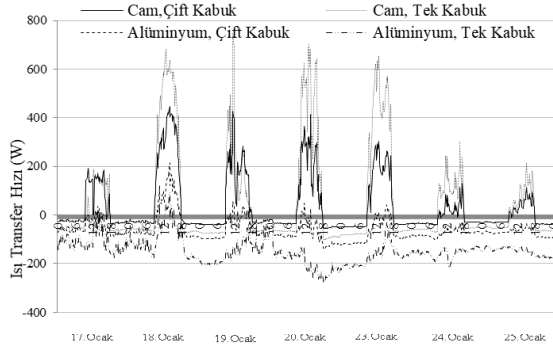


Şekil 11. Tek kabuk cephe güneş ısı kazanımı ($Q_{g,tk}$) ve sıcaklık farkı dolayısıyla ısı transfer hızı ($Q_{i,tk}$).

Eş. 24 kullanılarak hesaplanan $Q_{g,tk}$, cepheye etkileyen güneş ışınımı ve cephenin geçirgenliğine bağlıdır. Dolayısıyla, cephede kullanılan saydam malzemenin geçirgenlik değeri ile birlikte çerçeve eleman alanı da iç ortam güneş ısı kazanımı değerini etkilemekte, cepheye etkileyen güneş ışınımının gün ve hafta içerisinde değişim göstermesi ise Şekil 11'de görüldüğü üzere güneş ısı kazanımında artma veya azalmaya yol açmaktadır. Sıcaklık farkı dolayısıyla yaşanan toplam ısı transferinde se, gündüz vakti güneş ısı kazanımına oranla daha az olsa da ısı kazanımı olduğu, hava sıcaklığının azaldığı gece vaktinde ise cephede ısı kaybı yaşandığı görülmektedir.

Tek ve Çift Kabuk Cephe Performans Karşılaştırması

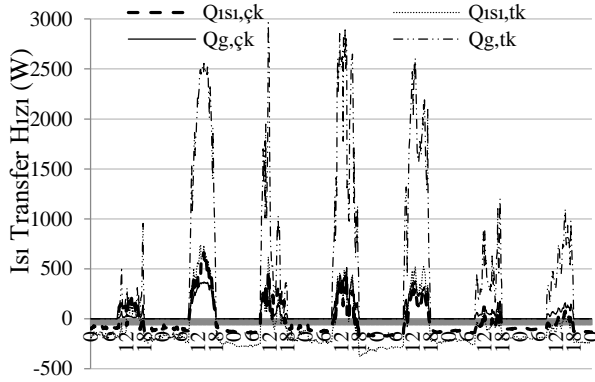
Tek kabuk ve çift kabuk cephe kuruluşların ısı performansları Şekil 12 ve 13'de kıyaslanmıştır. Tek kabuk cephe cam ve alüminyum iç yüzey sıcaklıklarının çift kabuğa göre gün içerisindeki sıcaklık değişiminin daha büyük salınım gösterdiği görülmektedir. Tek kabuk cephe kuruluşunda gün içerisinde cam iç yüzey sıcaklığı 30°C , alüminyum iç yüzey sıcaklığı 15°C değişim gösterebilirken, bu değer çift kabuk cephede cam yüzey için 20°C , alüminyum yüzey için 10°C 'dir. İç kabuk yüzey sıcaklıklarının gün içerisinde daha az değişim göstermesinden, çift kabuk cephelerin değişen dış ortam koşullarına karşın iç ortam konfor koşullarının sağlanmasına yardımcı olmaktadır. Sıcaklık farklılıkları ısı transfer hızlarına da etkimektedir. Tek kabuk ve çift kabuk cam ve alüminyum yüzeylerde sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transfer hızlarını gösteren Şekil 12'de, çift kabuk cephelerin ısı yalıtım özelliği görülebilmektedir.



Şekil 12. Tek kabuk ve çift kabuk cephelerde sıcaklık farkı dolayısıyla ısı transfer hızlarının zamana bağlı değişimi.

Şekil 13'de tek kabuk ve çift kabuk cephe iç yüzey ve iç ortam sıcaklık farkıyla meydana gelen ısı transferi ($Q_{isi,tk}$ ve $Q_{isi,çk}$) ve güneş dolayısıyla ısı kazanımının ($Q_{g,tk}$ ve $Q_{g,çk}$) ölçüm süresince değişimi gösterilmiştir.

Çift kabuk cephe kuruluşunun sıcaklık farkı dolayısıyla yaşanan ısı kaybını azalttığı görülmektedir. Dış kabuğun düşük saydamlık oranına da bağlı olarak, çift kabuk cephe kuruluşu ile güneş ışınımının yüksek olduğu günlerde, güneş kaynaklı ısı kazanımında büyük azalış gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 13. Tek ve çift kabuk cephede güneş kaynaklı ısı kazanımları (Q_g) ve sıcaklık farkı dolayısıyla ısı transfer hızlarının (Q_{isi}) zamana bağlı değişimi.

GELİŞTİRİLEN YÖNTEM İLE İZMİR İÇİN ISI TRANSFERİNİN BELİRLENMESİ

Tek kabuk ve çift kabuk cephe kuruluşlarında meydana gelen ısı transferi, İzmir İli için ay bazında incelenmiştir. Bu çalışmada geliştirilen yöntem kullanılarak, kutu tipi tampon bölge kullanımındaki çift kabuk cephe kuruluşlarının İzmir için ısıtma yüküne etkisi hesaplanmıştır. Hesaplama; dış sıcaklık ve rüzgar hızı Meteoroloji Genel Müdürlüğü (2017)'nden, güneş ışınım şiddeti; PVPS (2002) programından alınmış, iç ortam sıcaklığı sabit 22°C kabul edilmiş ve iç ortam ısı kazanımları ihmal edilmiştir. Önceki bölümde, yalıtımsız alüminyum çerçevenin cephe kuruluşunda büyük miktarda ısı kaybına yol açtığı ortaya konmuştur. Yalıtımsız alüminyum çerçeve kullanımının uygulanabilir olmayışı ve ısı geçirgenlik değeri düşük bir

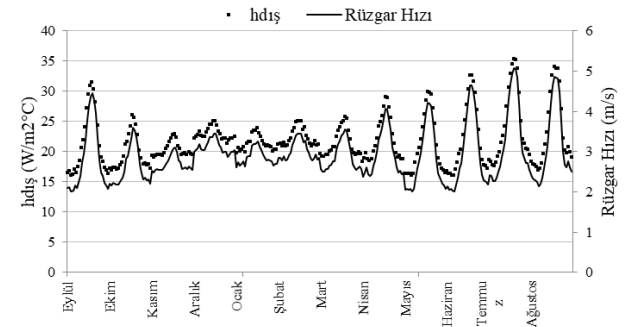
çerçeve kurgusunun kullanılmasının kaçınılmaz olduğu göz önünde bulundurulduğunda, çerçeve elemanları ihmal edilerek, cephe tümüyle cam kabul edilmiştir. Tablo 4'de tek ve çift kabuk cephe kurgusunun ayrıntıları verilmiştir.

Tablo 4. Cephe kurgusu ayrıntıları.

Cephe yönelimi	Güney	
Cephe alanı	6,461 m ²	
Tek kabuk cephe kuruluş	4+12+4 mm çift cam	
Çift kabuk cephe kuruluş	Dış kabuk	4 mm tek cam
	İç kabuk	4+12+4 mm çift cam
Ara boşluk genişliği	40 cm	

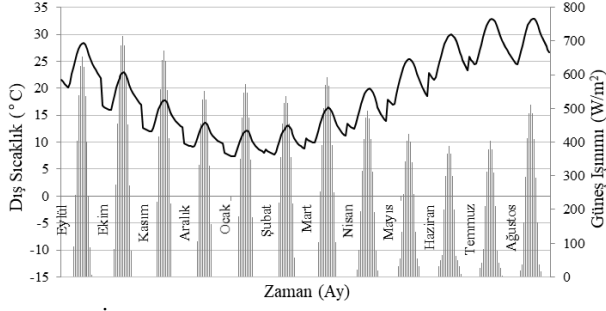
Toplanan Veriler ve Ön Hesaplamalar

38°43'N, 27°17'E'de yer alan İzmir İli, Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, TS 825 (2009)'e göre birinci bölgede yer almakta; Isıtma Gün Dereceleri (Heating Degree Days - HDD) ve Soğutma Gün Dereceleri (Cooling Degree Days - CDD) 985 ve 660 olarak tanımlanmaktadır. Orta Enlem kuşağında yer alan İzmir'de Akdeniz iklimi karakteri hakimdir. Buna göre, yazlar sıcak ve kurak, kışlar ılık ve bol yağışlı, bahar ayları ise geçiş özelliği göstermektedir (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2017). İzmir İlinin 2005-2014 yılları arasındaki aylık ortalama günlük dış sıcaklık ve rüzgar hızı değerleri saat bazında Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden elde edilmiştir. Aylık ortama rüzgar hızı verileriyle İzmir'deki dış yüzey ısı taşınım katsayısı 1 ve 2 numaralı eşitliklerden, hakim rüzgar yönleri (Güney/Güneydoğu) dikkate alınarak hesaplanmıştır (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2017). Güneye yönelmiş cepheler rüzgarüstü bölgede kalacaktır. İzmir'de güney cephe için aylık ortalama günlük dış ortam yüzey ısı taşınım katsayıları Şekil 14'de verilmiştir.



Şekil 14. İzmir İli aylık ortalama günlük dış ortam yüzey ısı taşınım katsayısı ($h_{dış}$) değeri ve rüzgar hızı.

İzmir için güney cephe aylık ortalama günlük güneş ışınımı değerleri PVPS programıyla (2002) hesaplanmıştır. Şekil 15'de aylık ortalama günlük dış sıcaklık ile güney yüzeyine gelen güneş ışınımı verilmiştir.

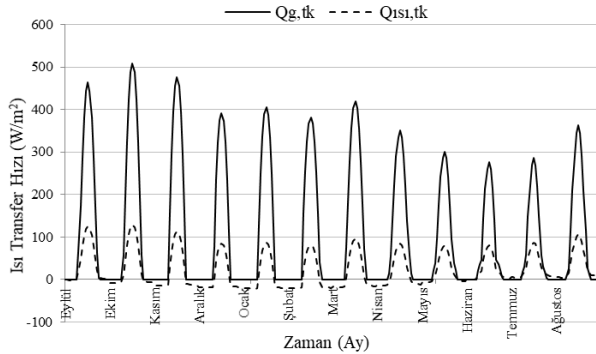


Şekil 15. İzmir ili aylık ortalama günlük dış sıcaklık ve güneş ışınımı değerleri.

Isı Transfer Sonuçları

Tek kabuk cephede ısı transfer hızının değişimi

İzmir’de güney yönelime sahip tek kabuk cephe kuruluşundaki ısı transferi hesaplanırken deneysel çalışma bölümünde ayrıntılı olarak anlatılan hesaplama yöntemi kullanılmış ancak varlık, aydınlatma ve elektrikli alet kullanımına bağlı iç ısı kazancı ihmal edilmiş ve cephe %100 saydam kabul edilmiştir. T_i , iç ortam sıcaklığı sabit 22°C kabul edilmiş, çift cam yutuculuk değeri ($\alpha_{c,c}$) Tablo 3’den, cephe alanı (A) Tablo 4’den ve iç yüzey ısı taşınım katsayısı $7,69 \text{ W/m}^2\text{C}$ (TS 825, 2009) alınmıştır. Hesaplamalar sonucunda; dış ortam, cam ve iç ortam sıcaklık değişimlerine bağlı olarak cephede birim yüzey alanında meydana gelen ısı transfer hızı ve güneş kaynaklı ısı kazanımı, Şekil 16’da gösterilmektedir. Sıcaklık farkı dolayısıyla yaşanan ısı kaybının yalnızca kış dönemi gece vakitlerinde olduğu ortaya konmaktadır. Burada saydam yüzeylerdeki güneş ısı kazanımı dikkat çekmektedir.

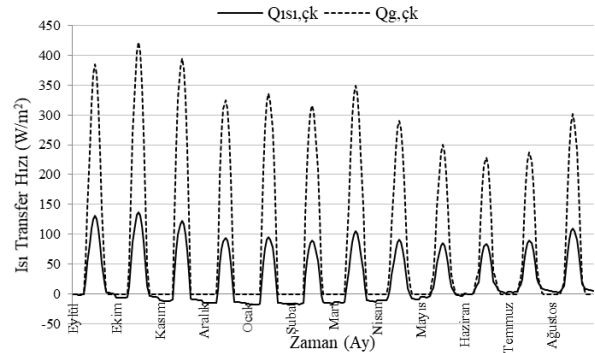


Şekil 16. İzmir için tek kabuk cephedeki güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{g,tk}$) ve sıcaklık farkı ısı transfer hızının ($Q_{ısı,tk}$) değişimi.

Çift kabuk cephede ısı transfer hızının değişimi

İzmir için güney cephede uygulanacak kutu tipi çift kabuk cepheden yıl içerisinde meydana gelecek aylık ortalama günlük ısı transferi hesaplanırken bu çalışmada önerilen bölgeleme yöntemi kullanılmıştır. Buna göre çift kabuk cephe kuruluşu dış kabuk (1), ara boşluk (2) ve iç kabuk (3) olmak üzere 3 bölgeye ayrılmış ve bu bölgelerin enerji dengeleri ayrı ayrı yazılmıştır. Bu çalışmada ayrıntılandırılan hesaplama yöntemi, çift kabuk cephede sadece cam kullanımına göre modifiye edilerekten, 3 bölge için çıkarılan enerji denklemleri çözülerek,

bilinmeyen sıcaklık değerleri olarak; dış kabuk iç yüzey (T_{dk}), ara boşluk (T_a) ve iç kabuk dış yüzey (T_{ik}) sıcaklıklarının zamana göre değişimleri hesaplanmıştır. Buradan hareketle de güneşe yönelmiş, Tablo 4’de tanımlanmış özelliklere sahip bir çift kabuklu cephe için, ısı transfer hız değerlerinin zamana bağlı değişimlerine ulaşılmıştır. Ayrıntılı çözüm yöntemi (Hülagü, 2017) numaralı tez çalışma referansında paylaşılmıştır. Elde edilen sonuçların verildiği Şekil 17 incelendiğinde, ikincil cephenin entegre edilmesiyle, yıl içerisinde değişkenlik gösteren güneş ışınımı değerlerine karşın (Şekil 15) güneş ısı kazanımının yıl boyunca daha dengeli bir dağılım sergilediği görülmektedir. Söz konusu etki birincil ve ikincil cephenin geçirgenlik değerlerine göre farklılık gösterecek olmakla birlikte, çift kabuk cepheler ile bina kabuğunda saydamlık oranının değişimine bağlı olarak meydana gelecek güneş ısı kazanımı dengelenebilecektir.

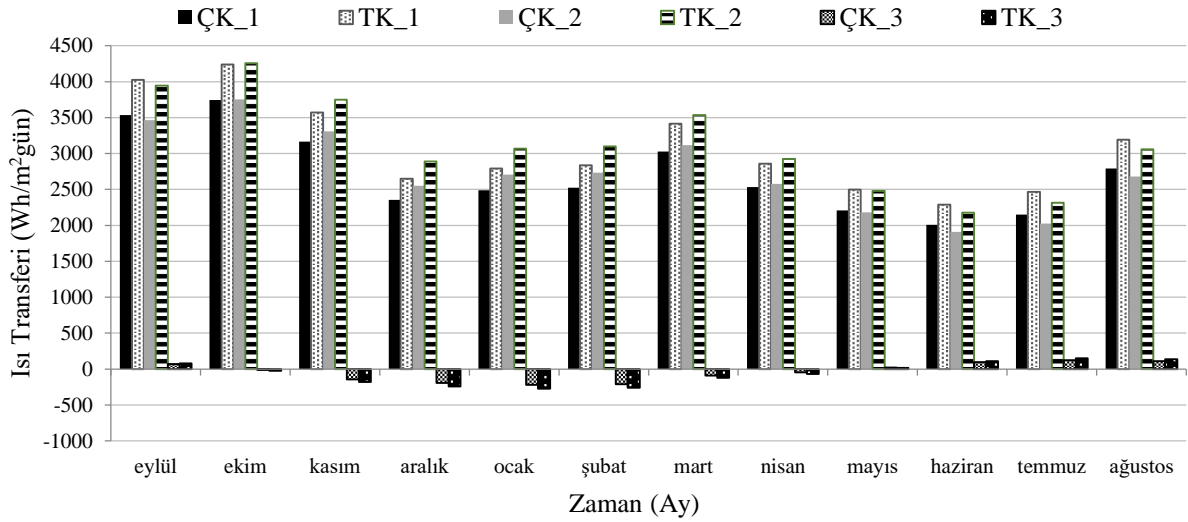


Şekil 17. İzmir için çift kabuk cephedeki güneş kaynaklı ısı kazanımı ($Q_{g,çk}$) ve sıcaklık farkı ısı transfer hızının ($Q_{ısı,çk}$) değişimi.

Tek ve çift kabuk cephelerin ısı performans karşılaştırması

İzmir için tek kabuk ve çift kabuk cephe ısı transfer hızlarının karşılaştırılmasında, çift kabuk cephe sistemlerinin Eylül ayından Mayıs ayına kadar sıcaklık farkından dolayı olan ısı kazanımı arttırmada etkili olmakla birlikte; soğutma döneminde (Haziran-Ağustos) görece yüksek ısı kazancına yol açmadığını, dolayısıyla aşırı sıcaklık değerlerinin yaşanmasının önüne geçtiğini ortaya koymaktadır. Çift kabuk cephe sistemlerinde, güneş ışınlarının iki geçirgen yüzeyden geçmesinden; güneş kaynaklı ısı kazanımının azalması kaçınılmazdır. Tek camın geçirgenliğinin 0,83, çift camın ise 0,71 kabul edildiği hesaplamalara göre çift kabuk cephe kuruluşu ile iç ortam güneş ısı kazanımı yaklaşık %17 oranında azalmaktadır.

Tek kabuk cephe ve çift kabuk cephe kuruluşlarının İzmir için güney cephesi uygulamalarında yaşanacak aylık ortalama günlük ısı transferleri incelenerek kıyaslanmıştır. Sıcaklık farkı dolayısıyla meydana gelen ısı transferinin yanında, güneş kaynaklı ısı kazanımı da, Türkiye’nin görece yüksek güneş ışınımı etkisinde olduğu göz önünde bulundurulduğunda, cephenin ısı performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Toplam ısı transferi, İzmir için gün bazında (1 / 24 saat), ofis kullanım süresinde (2 / 08:00 - 18:00) ve ofis kullanım



Şekil 18. İzmir için gün bazında (1), 08:00-18:00 (2) ve 18:00-08:00 (3) arasındaki toplam ısı transferinin aylık ortalama değişimi.

süresi dışında (3 / 18:00 - 08:00) incelenmiş ve kıyaslanmıştır (Şekil 18). Buna göre gün bazında ve ofis kullanım süresinde tek kabuk ve çift kabuk cephe kullanımıyla yıl boyunca ısı kazanımı meydana geldiği ve toplam ısı kazanımının çift kabuk cephe kullanımıyla azaldığı görülmektedir. Bu yaz dönemi için bir kazanım olsa da kış dönemi için olumsuzluk yaratmaktadır. Toplam ısı transferinde gün bazında ve ofis kullanım süresinde yaşanan bu değişimin, güneş ışınımı etkisinin çok baskın olmasından kaynaklandığı söylenebilir. Ofis kullanım süresi dışında meydana gelen toplam ısı transferi incelendiğinde ise, çift kabuk cephenin ısı kaybını azalttığı görülmektedir.

SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada çift kabuk cephelerin bina enerji ihtiyacına etkisi araştırılmıştır. Bu kapsamda tek kabuk ve çift kabuk cephe kuruluşlarında meydana gelen ısı transferi için bölgesel analiz yöntemiyle bir matematiksel model kurulmuş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Deneysel çalışma Ege Üniversitesi İnşaat Mühendisliği binasına kurulan çift kabuk ve tek kabuk cephe sistemlerinde Ocak 2017 tarihinde gerçekleştirilmiştir. Dış ortam iklim koşulları (sıcaklık, rüzgar hızı, güneş ışınımı), iç ortam koşulları (sıcaklık), kullanıcı davranışı (ısıtıcı, bilgisayar, aydınlatma) ve pencere alüminyum çerçeve eleman etkileri göz önünde bulundurulmuştur. Geliştirilen hesap yönteminin deneysel olarak doğrulanmasının ardından, çift kabuk cephelerde yıl içerisinde meydana gelen ısı transferi aylık ortalama günlük zaman dilimlerinde İzmir için incelenmiştir. Çalışmada kullanıcı davranışı ve çerçeve eleman etkileri modele dahil edilmemiş, iç ortam iklim koşulları da sabit tutularak değişen dış ortam iklim koşullarına karşın, saydam eleman ısı transferleri tek kabuk ve çift kabuk cepheler için incelenmiştir. Buna göre:

- Çalışma kapsamında önerilen matematiksel model deneysel bağlamda doğrulanmış olup, ileriki çalışmalarda uygulanabilir bir modeldir,

- Çift kabuk ile cepheden yaşanacak ısı kaybı tek kabuk cephe kuruluşuna kıyasla azalmaktadır,
- Çift kabuk cephenin ısı kaybını azaltmakla birlikte, güneş ısı kazanımını da azaltması dolayısıyla, yüksek sıcaklık farkının ve düşük güneş ışınımının olduğu bölgelerde daha iyi ısı performans gösterecektir,
- Güneş kaynaklı ısı kazanımı çift kabuk cephe kullanımıyla yaklaşık %17 oranında azaltılmıştır,
- Çerçeve eleman ile saydam eleman yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın %50 oranına çıkabildiği, dolayısıyla çerçeve elemanların saydam elemanlardan farklı ele alınarak ısı performans sayısal analizine dahil edilmesinin önemi vurgulanmıştır,
- İzmir İlinde tampon bölge çift kabuk cephe kullanımıyla sıcaklık farkı dolayısıyla yaşanan ısı kazançları ısıtma döneminde (Aralık-Şubat) %64, geçiş döneminde (Mart-Mayıs ve Eylül-Kasım) %16, soğutma döneminde (Haziran-Ağustos) ise %0,09 oranında artmaktadır. Çift kabuk yalıtıcı işlev gören sıcaklıktaki dalgalanmaları önleyerek iç ortam konfor koşullarının sağlanmasına katkıda bulunduğunu göstermektedir.

Çalışma kapsamında geliştirilen zamana bağlı tek boyutlu ısı transfer analiz modeli; çerçeve elemanları ve saydam elemanları ayrı ayrı ele alarak, kullanıcı davranışını da göz önünde bulundurmaktadır. Deneysel çalışma ile doğrulanan söz konusu model kapsamında çerçeve ve saydam elemanların ısı özellikleri ile ilgili kabuller yapılmış, kullanıcı davranışına bağlı olarak meydana gelecek ısı kazanımı da kullanıcı varlığı, ısıtıcı kullanımı ve bilgisayar kullanımı ile sınırlandırılmıştır. Önerilen modelin geliştirilerek yıl bazlı ısı performans analizi yapılırken, çerçeve eleman etkisi ile kullanıcı davranışının etkisi göz ardı edilerek, yalnızca ikincil saydam bir cephenin bina kabuğuna entegre edilmesinin yıl içerisindeki ısı transferine etkileri tek kabuk cepheler ile kıyaslamalı olarak tartışılmıştır. Deneysel çalışmada kullanıcı davranışı ve çerçeve elemanın ısı performans etkisi vurgulanırken, İzmir ili için yapılan yıllık

hesaplamalarda daha genel ve geçerli (örneğin kullanıcı davranışına ve/veya seçilen çerçeve eleman özelliklerine bağlı olmadan) bir ısı performans analizi yapılmasına odaklanılmıştır. Elde edilen yıllık sonuçlar çeşitli kullanıcı davranışı ve çerçeve eleman malzemesine göre farklılık gösterecektir.

Gelecek çalışmaların, çift kabuk cephelerin havalandırma modlarına göre bina soğutma enerjisi ihtiyacına etkisinin incelenmesine, özellikle çerçeve eleman etkisiyle cephe yüzeyindeki sıcaklık dağılımının değişimi göz önünde bulundurularak iki boyutlu ısı transfer modelinin kurulmasına, kararsız durum yaklaşımıyla cephe elemanlarının zamana bağlı ısı enerji değişimlerinin hesaba katılmasına ve güney cepheye ek olarak diğer yönelimlerin de etkisine odaklanmayla, bu çalışmanın ortaya koyduğu sonuçlar geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

ASHRAE Fundamentals, *Non residential cooling and heating load calculations*, 2009.

Boake T.M., Harrison K., Collins D., Chatham A., Lee R., 2003, Understanding the Principles of the Double Façade System, School of Architecture, University of Waterloo.

Çengel Y., 2015, *Heat and Mass Transfer, Fundamentals & Applications*, Fifth Edition, McGraw-Hill Education, New York.

Duffie J.A., Beckman W.A., 2013, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Fourth Edition, Wiley, NY.

Eicker U., 2003, *Solar Technologies for Buildings*, John Wiley and Sons, West Sussex.

Eicker U., Fux V., Bauer U., Mei D., Infield D., 2008, Façade and summer performance of buildings. *Energy and Building*, 40, 600-611.

Ghaffarianhoseini A., Ghaffarianhoseini A., Berardi U., Tookey J., Li D.H.W., Kariminia S., 2016, Exploring the advantages and challenges of double-skin façades (DSFs), *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1052-1065.

He G., Shu L., Zhang S., 2011, Double skin facades in the hot summer and cold winter zone in China: Cavity open or closed?, *Building Thermal Lighting and Acoustic Modeling*, 4, 283-291.

Hülagü S., Özbaltalı T.G., Başaran T., 2018, Çift Kabuk Kutu Tipi Cephe Kuruluşunun Bina Isıl Performansına Katkısı, *IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu*, Trakya Üniversitesi, Edirne.

Hülagü S., 2017, *Çift kabuk cephe sisteminin bina ısı performansına etkisinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi İnşaat Mühendisliği.

İnan T., Başaran T., Ezan M.A., 2016, Experimental and numerical investigation of natural convection in a double skin facade, *Applied Thermal Engineering*, 106, 1225-1235.

İnan T., Başaran T., 2019, Experimental and numerical investigation of forced convection in a double skin façade by using nodal network approach for Istanbul, *Solar Energy*, 183, 441-452.

İnternet, 2017, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, Türkiye, *İzmir İlinin İklim Durumu* http://www.izmir.mgm.gov.tr/files/iklim/izmir_iklim.pdf

Jiru T.E., Haghghat F. 2008, Modeling ventilated double skin façade—A zonal approach, *Energy and Buildings*, 40, 1567-1576.

Klein, S.A., 1977, Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces, *Solar Energy*, 19, 325-329.

Kuznik F., Catalina T., Gauzere L., Woloszyn M., Roux J.J., 2011, Numerical modelling of combined heat transfers in a double skin façade- Full scale laboratory experiment, *Applied Thermal Engineering*, 31, 3043-3054.

Liu Y., Harris, D.J., 2007, Full-scale measurement of convective coefficient on external surface of a low-rise building in sheltered conditions, *Building and Environment*, 42, 2718-2736.

Lou W., Huang M., Zhang M., Lin N., 2012, Experimental and zonal modeling for wind pressures on double-skin facades of a tall building, *Energy and Buildings*, 54, 179-191.

Macgregor R.K., Emery A.P., 1969, Free Convection Through Vertical Plane Layers: Moderate and High Prandtl Number Fluids, *Journal of Heat Transfer*, 91, 391-401.

Nastase G., Şerban A., Dragomir G., Bolocan S., Brezeanu A. I., 2016, Box window double skin façade. Steady heat transfer model proposal for energetic audits, *Energy and Buildings*, 112, 12-20.

Pomponi F., Piroozfar P.A.E., Southall R., Ashton P., Farr E.R.P., 2016, Energy performance of Double-Skin Façades in temperate climates: A systematic review and meta-analysis, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1525-1536.

PVPS, IEA, 2002, *Evaluation of Islanding Detection Methods for Photovoltaic Utility Interactive Power Systems*, Report IEA PVPS T5-09.

Saelens D., 2002, *Energy performance assessment of single storey multiple-skin facades*, Ph.D. Thesis, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium.

Safer N., Woloszyn M., Roux J.J., Rusaouen G., Kuznik F., 2005, Modeling Of The Double-Skin Facades For Building Energy Simulations: Radiative And Convective Heat Transfer, Building Simulation, *Ninth International IBPSA Conference*, Montreal, Canada.

Sanchez E., Rolando A., Sant R., Ayuso, L., 2016, Influence of natural ventilation due to buoyancy and heat transfer in the energy efficiency of a double skin facade building, *Energy for Sustainable Development*, 33, 139-148.

Saury D., Rouger N., Djanna F., Penot F., 2011, Natural convection in an air-filled cavity: Experimental results at large Rayleigh numbers, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, 679-687.

Shameri M., Alghoul A., Sopian K., Fauzi M., Zain M., Elayeb O., 2011, Perspectives of double skin façade systems in buildings and energy saving, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1468-1475.

Stec W. J., van Passen A. H. C., Maziarz A., 2005, Modelling the double skin façade with plants, *Energy and Buildings*, 37, 419-427.

TSE Türk Standardı, 2009, *Binalarda Isı Yalıtım Kuralları*, TS 825.

Yılmaz Z., Çetintaş F., 2005, Double skin facade's effects on heat losses of office buildings in Istanbul, *Energy and Buildings*, 37, 691-697.



Selin Hülagü İnşaat Mühendisliği lisans ve yüksek lisans derecelerini 2015 ve 2017 yıllarında Ege Üniversitesinde almıştır. İstanbul Teknik Üniversitesinde Ulaştırma Mühendisliği yüksek lisansını 2020 yılında tamamlamasının ardından, doktora çalışmalarına devam etmektedir.



Prof. Dr. Türkan Göksal Özbalta, Mimarlık lisans eğitimini Hamburg FH, yüksek lisans derecesini Mimar Sinan Üniversitesi, doktora derecesini Dortmund Üniversitesinden almıştır. 1985-2007 yıllarında Anadolu Üniversitesi MMF Mimarlık Bölümünde, 2007 yılından bu yana Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümünde akademisyen olarak görevini sürdürmektedir. Binalarda Enerji Verimliliği, Enerji Etkin Tasarım alanında çalışmaktadır; Avrupa Birliği FP7 ve Horizon 2020 kapsamında Binalarda Enerji Etkin İyileştirme ve Yaklaşık Sıfır Enerjili Binalar konulu projelerde araştırmacı ve yürütücü olarak görev almıştır. 2018 yılı itibarıyla Balıkesir Üniversitesi Mimarlık Fakültesi Dekanlığı görevini yürütmektedir.



Prof. Dr. Tahsin Başaran, araştırma görevlisi ve yardımcı doçent olarak çalıştığı Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden, lisans, yüksek lisans ve doktora derecelerini almıştır. 2010 yılı itibarıyla, İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mimarlık Bölümünde çalışmalarına, 2017 itibarıyla profesör olarak, devam etmektedir. Bina enerji performansı üzerine çalışmaları bulunmaktadır.