

50946

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PENCERE SİSTEMLERİNDE ISIL PERFORMANSIN
ARAŞTIRILMASI**

Faruk ORAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ

1996

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PENCERE SİSTEMLERİNDE ISIL PERFORMANSIN
ARAŞTIRILMASI

Faruk ORAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez, Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri
Tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile Başarılı / Başarısız Olarak
Değerlendirilmiştir.

(İmza)

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Cengiz YILDIZ

(İmza)

(İmza)

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

**PENCERE SİSTEMLERİNDE ISIL PERFORMANSIN
ARAŞTIRILMASI**

Faruk ORAL

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

1996, Sayfa: 63

Binalarda kullanılması zorunlu bir ihtiyaç olan pencereler, yapı bölümlerinin doğal olarak aydınlatılması ve havalandırılması, içeriden bir görüş imkanı sağlaması, binayı tabiatın istenmeyen şartlarından koruması gibi görevleri sağladığından dolayı, insan yaşantısında önemli bir yer tutmaktadır. Günümüzde pencere tipleri oldukça değişik biçimlerde yapılmaya başlanmıştır. Ancak en ekonomik ve en uygun pencere tipi henüz kesin olarak belirlenememiştir. Bu nedenle, ısıl açıdan en uygun geometrili pencerenin tesbit edilmesi gerekir.

Bu amaçla bu çalışmada; farklı geometrili ve yüzey şekilli pencere camlarının ısıl açıdan, teorik ve deneysel araştırılması yapıldı. Deneysel çalışmada, deney odası sıcaklığı sabit tutularak $6.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış sıcaklıkta aynı alanlı, farklı geometri ve yüzey şekline sahip pencerelerde, cam iç yüzey sıcaklıkları onbeş ayrı noktadan tesbit edildi. Pencere yüksekliği ile yerel Nusselt ve Grashof sayılarının değişimi grafiklere aktarılarak yorumlandı. Sonuçta, pencere geometrik şeklinin ısı kaybıyla ilişkili olduğu tesbit edildi.

ANAHTAR KELİMELEER: Pencere, Performans, Boyut

SUMMARY

Masters Thesis

**DETERMINATION OF THE HEAT PERFORMANCE
IN WINDOWS SYSTEMS**

Faruk ORAL

Firat University
Graduate Scholl of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

1996, Page: 63

Windows required in buildings are very important in human life due to lighting and air conditioning of buildings, viewing from inside and protection of buildings from natural damages. Nowadays, types of windows used in buildings are produced in different styles. However, most suitable and more economical windows types could have not yet been established. Therefore, window types having most suitable geometrical shape should be determined in order to minimize heat losses.

In this study, heat transfer in window glasses having differend geometrical shapes and surfaces are examined by experimentaly and theoretaly. Experiments were conducted in a room at constant temperature. Outside temperature was assumed to be 6.5 °C at all experiments. Windows having different geometrical shapes and surface types, but having same surface are as were used. The temperatures at the internal surface of glasses were measured at fifteen different places. Variation between length of glasses and local Nusselt and Grashof numbers were obtained and plotted in graphs. Results showed that heat losses were in relation with glass geometry.

Keywords: Windows, Performance, Dimension

TEŞEKKÜR

Hazırlamış olduğum bu yüksek lisans tezi çalışması sırasında, yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Cengiz Yıldız'a teşekkürlerimi sunmayı bir borç ve vazife bilirim. Ayrıca bölümümüzün her türlü imkanlarından yararlanmamı sağlayan bölüm başkanımız sayın Prof. Dr. Kâzım PIHTILI'ya, teorik çalışmalarında yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Yaşar BİÇER' e, deneysel çalışmalarında bana yardımcı olan sayın Arş. Gör. Akın Çağlar MURATOĞLU'na ve diğer Öğretim Elemanları ile Atölye personeline teşekkürlerimi sunarım.



Faruk ORAL

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	III
SUMMARY	IV
TEŞEKKÜR	V
İÇİNDEKİLER	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	IX
SİMGELER.....	X
1. GİRİŞ	1
2. PENCERE SİSTEMLERİ	3
2.1. Pencerele rin Görevleri	5
3. PENCERELE RİN GEOMETRİK ŞEKLİNİN ISI KAYBIYLA İLİŞKİSİ	8
3.1. Yapı Elemanlarında Isı Geçişi	8
3.2. Yapılarda Isı Kaybı	8
3.3. Bir Pencere İhtiva Eden Duvar Elemanında Isı Kaybı	10
4. DOĞAL TAŞINIM	15
4.1. Doğal Taşınım da Boyutsuz Parametreler	16
4.2. Düşey Levhalarda Doğal Taşınım la Isı Geçişi	20
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	34
5.1. Deney Seti	34
5.2. Deneyin Yapılışı	38
5.3. Deney Odasına Verilen Enerji Hesabı	38
5.4. Deney Odasının Isı Kaybı Hesabı	38
5.5. Ölçme Sonuçları	40
6. SONUÇ	42
7. TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....	60
KAYNAKLAR	62
EK-A SABİT KATSAILARI GÖSTEREN TABLOLAR	

ŞEKİLLER LİSTESİ

- Şekil 3.1. :Pencere ihtiva eden duvar elemanı
- Şekil 3.2. :Ahşap tek kanatlı pencerede enfiltrasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı-ısı kaybı ilişkisi
- Şekil 3.3. :Ahşap çift camlı pencerede enfiltrasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı-ısı kaybı ilişkisi
- Şekil 3.4. :Ahşap çift kanatlı pencerede enfiltrasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı-ısı kaybı ilişkisi
- Şekil 4.1. :Düşey yüzeylerde doğal taşınım ile ısı geçişinde sıcaklık hız değişimi
- Şekil 4.2. :Düşey sıcak bir levhada doğal taşınım ile meydana gelen sıcaklık ve hız profili
- Şekil 5.1. :Deney seti şeması
- Şekil 5.2 :Deney odasının perspektif görünüşü
- Şekil 5.3. :Deney setinin görünüşü
- Şekil 5.4 :Deney odası pencere geometrileri
- Şekil 5.5 :Deney odası kesiti
- Şekil 6.1 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.2 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.3 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.4 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.5 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.6 :Tek camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.7 :Çift camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.8 :Çift camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.9 :Çift camlı pancerede x boyutu-sıcaklık değişimi
- Şekil 6.10 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
- Şekil 6.11 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
- Şekil 6.12 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
- Şekil 6.13 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
- Şekil 6.14 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
- Şekil 6.15 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi

- Şekil 6.16 :Tek camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
Şekil 6.17 :Çift camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
Şekil 6.18 :Çift camlı pencerede x boyutu-Grashof sayısı değişimi
Şekil 6.19 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.20 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.21 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.22 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.23 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.24 :Tek camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.25 :Çift camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.26 :Çift camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi
Şekil 6.27 :Çift camlı pencerede x boyutu-Nusselt sayısı değişimi



TABLÖLAR LİSTESİ

- Tablo 3.1. :Değişik pencere cinslerine ve ebadlarına göre hesaplanan ısı yükü
- Tablo A.1. :Pencere ve kapıların ısı geçirme katsayıları
- Tablo A.2 :İç ve dış hava tarafındaki ısı geçirme katsayıları
- Tablo A.3. :Pencere ve kapı çerçevesinin hava sızdırma katsayısı
- Tablo A.4 :Enfiltrasyon aralığı tesbit tablosu
- Tablo A.5. :Oda durum katsayısı
- Tablo A.6. :Bina durum katsayısı
- Tablo A.7 :Atmosferik basınçta havanın fiziksel özellikleri



SİMGELER

A	:Kesit, pencere alanı (m^2)
a	: Pencere çerçevesinin hava sızdırma katsayısı (m^3 /mh)
B	:Deney odası genişliği (m)
D	:Çap (m)
g	:Yer çekimi ivmesi (m/sn^2)
Gr	:Grashof sayısı
H	:Pencere camı yüksekliği (m)
H_b	:Bina durum katsayısı
h	:Isı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
h_m	:Ortalama ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)
I	:Pencere veya kapının açılan kısımlarının çevre uzunluğu (m)
K	:Toplam ısı geçiş katsayısı ($kcal/m^2 ^\circ C h$)
k	:Isı iletimi katsayısı ($W/m ^\circ C$),($kcal/m ^\circ C h$)
L	:Karakteristik uzunluk (m)
l	:Pencere camı genişliği (m)
Nu	:Nusselt sayısı
Nu_m	:Ortalama Nusselt sayısı
Nu_x	:Yerel Nusselt sayısı
Pr	:Prandtl sayısı
Q	:Isı miktarı (W), (kcal/h)
q	:Isı akısı (W/m^2)
Ra	:Rayleigh sayısı
R	:Oda durum katsayısı
Re	:Reynolds sayısı
S	:Deney odası yüksekliği (m)
T	:Mutlak sıcaklık (K)
T_d	:Dış sıcaklık ($^\circ C$)
T_w	:Pencere camı yüzey sıcaklığı ($^\circ C$)
T_∞	:Deney odası sıcaklığı ($^\circ C$)
u	:x yönündeki hız (m/s)

U	:x yönündeki boyutsuz hız
v	:y yönündeki hız (m/s)
V	:y yönündeki boyutsuz hız
W	:Deney odasının derinliği (m)
w	:I/Pencere alanı
x	:Akış doğrultusundaki eksen
X	:x yönündeki boyutsuz uzunluk
y	:Akış doğrultusuna dik olan eksen
Ze	:Pencere durum katsayısı
α	:Akışkanın ısı yayılma katsayısı (m^2/s)
β	:Akışkanın hacimce genleşme katsayısı ($1/\text{K}$)
δ	:Kalınlık (m)
ν	:Kinematik viskozite (m^2/s)
μ	:Dinamik viskozite ($\text{kg}/\text{m s}$)
ρ	:Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)
θ	:Boyutsuz sıcaklık

BÖLÜM I

1. GİRİŞ

Pencereler, bina içi bölümlerinin doğal olarak aydınlatılması ve havalandırılması, içeride bir görüş imkanı sağlaması, bina cephelerinin görünümünün güzelleştirilebilmesi için genellikle dış bazen iç duvarlarda yapılan elemanlardır. Binalarda en çok görevi olan yapı elemanlarından biri olması nedeni ile, binanın kullanım imkanlarını, içindekilerin sağlık ve yaşamını önemli bir ölçüde etkiler. Bir pencerenin yerine getirmesi gereken görevler aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- 1- İç hacimlerin yeter ölçüde aydınlatılması.
- 2- Etkili bir havalandırma.
- 3- İç hacimlerin dışla bağlantısını kurmak.
- 4- Hacimlerin yerleşme düzenine katkıda bulunmak.
- 5- Sıcak, soğuk, yağmur, rüzgar ve gürültüye karşı hacimleri korumak.
- 6- Işık ve güneşe karşı korunum sağlamak.
- 7- Kolay kullanım ve rahat temizlik yapmayı sağlamak.
- 8- Ekonomik oluş, yapımda ucuzluk, kaybetmemek ve az bakım masrafı ile korunumun sağlanmasıdır (Taymaz, 1992).

Binalarda kışın meydana gelen ısı kayıplarında, pencerelerdeki ısı kayıpları dış duvarlardan sonra ikinci sırada gelmektedir. Bu değer, büyük pencere alanlarına sahip yapılarda ilk sıraya kadar çıkmaktadır. Bu da, pencere sistemlerinin binalarda ısı açıdan önemli olduğunu göstermektedir.

Pencerelerde meydana gelen ısı kayıpları, yapılarda önem taşıdığından dolayı, pencere camları ile ısı transferi arasındaki ilişkiyi belirlemek için, son yıllarda birçok araştırma yapılmıştır. Arasteh ve Hartman, 1987, pencere camları arasında meydana gelen ısı transferi modelini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu incelemede, çift ve üçlü pencere durumlarında ve cam arası boşluğuna farklı gazlar koyulması halinde, camlar arası genişliğin transfer katsayısına olan etkisi araştırılmıştır. Üçlü pencere ve camlar

arasında argon gazı olması halinde ısı transfer katsayısının daha küçük değerlerde olduğu tesbit edilmiştir.

Arasteh ve Reilly, 1989, pencere camlarında meydana gelen ısı transferi hesaplama yöntemlerini incelemişlerdir. Farklı pencere ürünlerinin performans değerlerini karşılaştırıp değerlendirerek sonuçta yeni pencere ürünleri geliştirmek ve dizayn etmek için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir.

Smith ve Beckermann, 1993, pencerelerde ısı performans modelini sayısal olarak incelemişlerdir. Çift camlı pencerelerde, cam aralığındaki farklı gazların toplam ısı transfer katsayısına etkisi araştırılmıştır.

McCabe ve Hill, 1987, izole edilmiş pencerelerde, ısı ve güneş radyasyonu etkileri üzerine deneysel çalışma yapmışlardır.

Pencere sistemlerindeki ısı akışı oldukça karmaşık olup, ısı akışında, konveksiyon, konveksiyon ve radyasyon yöntemlerinin her üçünün dikkate alınması gerekir. Isı akışının komple olması ve yapı tiplerinin değişik olması durumunda, pencere sistemleri için karmaşık bir ısı akışı modeli gerektirmektedir. Bu karmaşıklık, pencerenin her tipi için yeni testleri zorunlu kılmaktadır.

Son zamanlarda pencere sistemlerinde sızdırmazlığın büyük ölçüde sağlanması ile birlikte, pencerelerde taşınım ile meydana gelen ısı transferi, büyük önem kazanmıştır. Bu nedenle ısı akışının tesbiti için en önemli parametrelerden birini, pencerelerin boyutları oluşturmaktadır.

Bu nedenle yukarıdaki durum dikkate alınarak bu çalışmada; binalarda kullanılması zaruri bir ihtiyaç olan pencere camları ısı açıdan incelenmiş, ısı kayıplarının pencere camı geometrik şekli ve çeşidi ile ilişkisi araştırılmıştır.

BÖLÜM II

2. PENCERE SİSTEMLERİ

Pencerelerin giriş bölümünde belirtilen görevleri yerine getirebilmesi için, boyutlarının, biçiminin, bir bütün içinde düzenlenmesi ve yapısal açılardan titizlikle incelenerek seçilmesi gerekir.

Binaların yapılış yer ve maksadına uygun olarak dış duvarlarda bazen de iç duvarlarda pencere boşlukları bırakılır. Bu boşluklar içine, çeşitli malzemelerle pencere kasa ve kanatları yapılarak cam takılır. Pencereler binalarda güzel görünüm, doğal ışık ve havalandırmayı sağlamak üzere yapılırlar. Binaların ara bölümlerinde yapılan pencereler de, odalar arası görüşü, havalandırmayı ve aydınlatmayı sağlar.

Pencere boşluklarının şekil ve boyutları, yapıldığı binanın özelliğine, kullanma maksadına, iklim şartlarına, pencere kasa ve doğramasının yapılacağı malzemenin cinsine, pencerenin tipine göre değişir. Genel olarak bina içi bölümlerinin doğal aydınlatılması için yapılan pencerelerde, pencere alanının oda döşemesine oranı $1/3$ ile $1/10$ arasında değişir. Çalışma odaları ve bürolarda $1/3$ - $1/5$, oturma ve yatak odalarında $1/5$ - $1/10$ arasında alınabilir (Binan, 1985).

Pencere boşluğunun alt kenarının döşemeden olan yüksekliğine deniz yüksekliği denir. Bu yükseklik, dış manzaranın kolaylıkla görünmesi istenilen odalarda ve vitrini olan yerlerde 0 - 50 cm, normal odalarda 75-90 cm, tuvalet ve banyolarda 135-150 cm dir. Binaların cephelerinde pencerelerin üst kenarları, genellikle kapılarinki ile aynı hizaya getirildiğinden, bu üst kenarların bitmiş döşemeden yüksekliği 220-230 arasında değişir. Özel durumlarda bu yükseklik artırılır veya azaltılır.

Pencereler, kendisini meydana getiren kısımlara, kullanılan malzemeye ve tiplerine göre sınıflandırılırlar. Pencereleri meydana getiren elemanlar, kasa ve kanatlar olmak üzere iki kısma ayrılırlar.

Pencere kasaları, pencere elemanlarının duvara bağlantısını sağlayan, boşluk içinde çerçeve şeklinde yapılan kısım olup, boşluk genişliği az olanlarda yan duvarlara, geniş olanlarda yan duvarlarla birlikte lento ve denizlik elemanlarına bağlanır.

Pencere kanatları, bina içi bölümlerinin doğal olarak havalandırılmasını ve cam takılmasını sağlayan hareketli elemanlardır. Kanatların kullanışlı olması için genişliği 30-70 cm arasında yapılır. Hareketi sağlamak üzere bir kenarından menteşeler ile kasaya bağlanır ve karşı kenara mandal veya ispanyolet takılarak kapatılması sağlanır.

Pencere doğramaları binanın özelliğine göre ahşap, metal ve plastik olmak üzere üç malzemeden yapılırlar.

Ahşap pencereler ahşabın olumlu özellikleri nedeni ile asırlardır kullanılmış, bugün de aynı kullanım değerini koruya gelmiştir. Ahşap pencere, iyi korunması halinde, hava etkileri ile değişmez, yağmura, güneşe, havadaki çeşitli gazlara soğuk ve ısıya dayanıklıdır, hafiftir ve gereği kadar serttir.

Metal pencereler, alüminyum, çelik bronz ve paslanmaz çelikten yapılırlar. Metal pencereler genellikle resmi daire, endüstri, ticari ve sosyal yapılarda çok kullanılmaktadır.

Alüminyum pencerelerin bütün tipleri kalıplarda ve haddelerde istenilen ölçü ve biçimlerdeki kesitlerde şekillendirilen profillerden yapılır.

Çelik pencerelerde ise paslanmaz ve karbon çelik profiller kullanılır. Bu malzeme ile yapılan pencereler diğer metal pencerelerden daha pahalı oldukları için az kullanılmaktadır.

Plastik pencereler, ultraviyole ışınlarına, soğuğa, ısıya, kimyasal maddelere ve ışığa dayanıklı, özel katkılı sert PVC malzemelerinden yapılırlar. PVC'den yapılan profillerin içine metal takviye profilleri yerleştirilerek yüksek rüzgar basıncına karşı dayanımları artırılır. Kanat ve sabit kısım birleşimlerinde lastik contalar kullanılarak hava geçişi engellenmektedir (Binan, 1985).

Pencerelerde doğal aydınlatmayı sağlamak üzere kasa veya kanat kayıtlarında özel olarak açılan yuvalara takılan camın oluşturduğu yüzey şekillerine göre gruplandırılabilirler. Bu gruplandırma, binanın özellik ve iklim şartlarına göre, tek yüzeyli, bitişik, çift yüzeyli ve çift camlama olmak üzere dört şekilde yapılır.

Tek yüzeyli pencereler, ısı değişiminin az olduğu ılık bölgelerde kullanılır. Cam kalınlığı kanat büyüklüğüne göre 2-6 mm. arasında değişir. Bu tür pencereler, sesin ve özellikle ısıнын geçmesine engel olmada yeterli değildir. Bu nedenle sert iklim bölgelerinde ısı kaybını önleyemezler.

Sıcaklık değişiminin fazla olduğu bölgelerde pencere kanat doğraması iki cam yüzey meydana getirecek biçimde yapılır. Bu tür pencerelere bitişik pencereler denir. İki cam yüzeyi arasında kalan 30-45 mm.'lik hava boşluğu ısı ve sesin geçmesini önler.

Sıcaklık değişiminin yüksek olduğu, özellikle soğuk iklim bölgelerinde, ısı kaybını önlemek üzere çift pencere yapılır. Bu tür pencerelerde, kanat yüzeyleri arasında 100-120 mm hava boşluğu kalması sağlanır.

Çift camlama ise, standart boyutlarda hazırlanan metal bir çerçeve içinde iki cam yüzeyi olarak yapılır. Fabrikalarda özel olarak yapılan camlamada, su ve hava sızdırmayan yapıştırıcı kullanıldığından ve iki cam levha arasındaki gaz rutubetsiz olduğundan, camlar arasındaki boşlukta buğulanma olmaz ve camlar içten kirlenmez. Isı cam adı verilen bu çift camlamada, genellikle 12-24 mm. genişliğindeki alüminyum çerçeve içinde 3 mm.'lik camlar kullanılır ve arada 6-18 mm. hava boşluğu kalır (Taymaz, 1992).

2.1. Pencerelerin Görevleri

2.1.1. Gün Işığı İle Aydınlatma

Bir mahalin amaca uygun yararlı bir biçimde ışıklandırılması, pencere boyutlarının yeterli ve amaca uygun seçilmesine bağlıdır. Büyük şehirlerde yaşayan insanın günlük yaşantısının 21 saati kapalı hacimlerde geçmekte olup buralarda görme, doğal ve yapay ışıkla sağlanır. Güneşi az bölgelerde, güneşin ruhsal etkisi göz önünde tutularak, içinde oturan veya çalışılan hacimlerin güneşe göre yönlendirilmesi gerekir.

Pencerelerin, gelen doğal ışığa bağlı olarak hesap edilen boyutlandırılmasının uygun olacağı doğru olmakla beraber, alt katların büyük pencereli, üst katların gittikçe küçülen pencerelerle düzenlenmesi binadaki kitle birimlerine nadiren uygun düşer, ekseri pencereler, mimari düzenleme nedeni ile birbirlerine uygun olarak boyutlandırılırlar. Bu nedenle, bazı hallerde aydınlatma bakımından en uyumsuz pencereyi uygulamak zorunlu olabilir.

2.1.2. Havalandırma

Pencereler aracılığı ile havalandırma, rüzgarın, binanın iki yüzünde meydana getirdiği basınç farkından veya dış ve iç sıcaklık farkları ile sağlanır. Havalandırma kanatları pencerenin alt kenarında temiz hava girişi, üst kenarında kirli hava çıkışı sağlayacak biçimde düzenlenir. Bu giriş-çıkışın tavan ve döşeme seviyesinde olması havalandırmayı daha etkili hale getirir. Yan dönel (düşey kenar) açılan pencereler sürekli havalandırma için uygun değildir, soğuk havada hacmin soğumasına neden olurlar.

2.1.3. İç - Dış Bağlantı

Pencerelerin görevlerinden biri de iç-dış bağlantıları kurmaktır. Kurulacak bu bağlantılar, görsel ve fiziksel bağlantılardır. Görsel bağlantı içten dışın gözle kavranmasıdır. Fiziksel bağlantı insan vücudunun yapısı ve boyutları ile ilgilidir. Dışa eğilmek ve yangında dışarıya atlamak gibi eylemler sözkonusudur.

2.1.4. Isı Yalıtımı ve Korunumu

Bir konutta, pencerelerde kullanılan camın tek katlı olması, kanadın sabit çerçeveye tam oturmayışı, rüzgarın etkili oluşu gibi nedenlerle ısı korunumu önemli bir konu haline gelmektedir.

Hacimlerde, kışın sığın, yazın serinliğin minimum bir masrafla sağlanması için, pencerelerin ısı geçirgenliklerinin mümkün olduğu kadar az olması gerekir. Bu açıdan ele alındığında, pencereler, yeteri kadar küçük olmalı ve duvarların katkısı ile ısı yalıtımı dengelenebilmelidir.

2.1.5. Yağmurdan Korunum

Yağmur hangi yönden gelirse gelsin kapalı bir pencerede, bağlantılardan sular sızmamalı, sızarsa ıslanma ve rutubetten ötürü bir zarara neden olmamalıdır. Sızan suların doğuracağı zararı önlemek için doğramanın bu suları bir kanalda toplayarak silinebilir veya tekrar dışarıya atılabilir bir detayla çözümlenmesi gerekir. Açık duran sürekli

havalandırma kanatlarından yağmurun girmesini önlemek için, bu kanatların tertiblenmesinde tedbirli olunmalıdır.

2.1.6. Güneşten Korunum

Güneş ışınları, verdikleri ısı ve ışık nedeni ile rahatsız edici olabilirler. Bu nedenle koruma için etkili olacak yapısal önlem alınmalıdır. Güneş ışınları pencereye dik gelmesi halinde %90'ı etkili olur. 45°' ye kadar ışık şiddeti değişmez. Daha küçük açılarda şiddet azalır. Fazla güneş ışığı rahatsız edicidir. Güneşten korunum için ya yapıya ek koruyucu elemanlardan yararlanmak, yada güneşin vereceği rahatsızlığı gidermek gerekir.

2.1.7. Gürültü Korunumu

Pencerelerde, camların yüzey ve derzlerinin bulunması nedeni ile içeriye soğuk havanın girmesine, ısı kaybına sebep olmakla beraber gürültü korunumu bakımından da sakıncalıdır. Tek yüzeyli bir pencerenin sağladığı ses yalıtımı 20 dB, bir duvarın sağladığı ses korunumu, 35-56 dB' dir.

Aynı kalınlıkta çift camlar belli frekanslarda, biri diğerinin rezonans kaynağı olacağından, çift camlı ses yalıtıcı olarak düzenlenen pencerelerde, cam kalınlıkları farklı seçilmelidir. Tek yüzeyli pencerelerde kalın cam kullanılmalı yada çift yüzeyli pencereyi seçmeli, iki cam arasındaki uzaklık yeterli olmalıdır (Binan, 1985).

BÖLÜM III

3. PENCERE BOYUTLARININ ISI KAYBIYLA İLİŞKİSİ

3.1. Yapı Elemanlarında Isı Geçişi

Binaların yapılmasında kullanılan kum, çimento, taş, tuğla, briket, kireç, demir, ahşap, cam vb. gereçlere yapı malzemeleri denir. Bunların birkaçının belirli oranlarda karıştırılması ile beton, harç ve sıva gibi farklı özellikte yeni malzemeler elde edilir. Binayı oluşturan duvar, pencere, kapı, döşeme ve tavan gibi elemanlara yapı elemanları denir.

Yapı elemanları yapısı homojen kabul edilen bir tek malzemedен veya farklı özellikte homojen bir kaç tabakadan oluşabilir. Örneğin, bir dış duvar, genellikle iç sıva, duvar malzemesi ve dış sıva olmak üzere üç farklı tabakadan oluşabilir. Yapı gereçleri ve yapı bileşenlerini oluşturan tabakaların kimyasal yapıları, yoğunluk, gözeneklilik, sıcaklık, nemlilik gibi etkenlere bağlı olarak ısıyı farklı miktarlarda iletirler. Isı geçişi; iletim, taşınım ve ışıma yoluyla olur.

3.2. Yapılarda Isı Kaybı

Mahallerde ısı kaybı iki şekilde meydana gelmektedir. Birincisi, yapı bileşenlerinden ısı geçişi şeklinde olan iletimle ısı kaybı; ikincisi, hava sızıntısı ısı kaybı olup, gerçek ısı kaybı bunların toplanması ile bulunur. Yapılarda ısı kayıpları,

- a- dış duvarlar
- b- pencereler
- c- çatı
- d- döşeme
- e- hava sızıntısı

olmak üzere beş yoldan olmaktadır (Dağsöz, 1995).

Yapının mimari projesi yanında tek veya çok katlı olmasına, bina yerleşim durumlarına göre yukarıda belirtilen yapı bileşenlerindeki kayıp oranları değişir. Bu ısı kayıp oranlarından özellikle penceredeki ısı kayıpları, dış duvarlardan sonra ikinci sırada gelmektedir. Pencere alanının büyük yer kapladığı yapılarda pencerelerdeki ısı kayıplarının birinci derecede önemli olduğu söylenebilir.

3.2.1. İletim Yoluyla Isı Kaybı Hesabı

Yapı bileşenlerinin iletim ısı kayıpları,

$$Q = K \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.1)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada K, yapı elemanının ısı geçirme katsayısı olup,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \dots + \frac{\delta_n}{k_n} + \frac{1}{h_d} \quad (3.2)$$

eşitliği ile hesaplanır (Mak. Müh. Odası, 1993).

3.2.2. Hava Sızıntısı Isı Kaybı

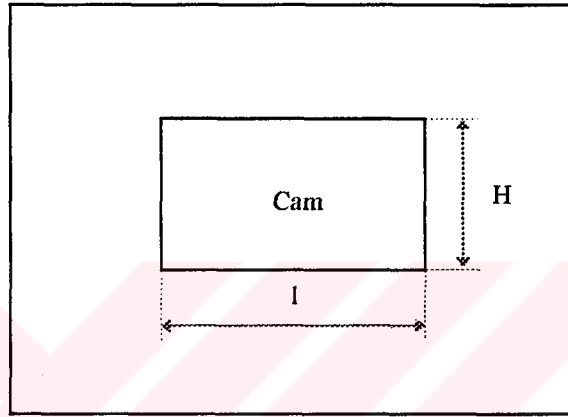
Hava sızıntısı, mahallerde bulunan pencere ve kapılardan dolayı meydana gelmektedir. Kapatılmış durumda olan pencere ve kapıların açılan kanatları, kasaları ile tam çakışmamakta ve arada bir boşluk kalmaktadır. Dış hava ile mahalin iç havası arasındaki basınç farkı nedeniyle bu aralıktan içeriye soğuk olan dış hava sızmaktadır. Odaya sızan dış hava, aynı miktarda sıcak olan iç havanın dışarıya sızmasına neden olmaktadır. Bu suretle meydana gelen ısı kaybına hava sızıntısı ısı kaybı denir. Hava sızıntısı ısı kaybı;

$$Q = \sum a \cdot I \cdot R \cdot H_b \cdot \Delta T \cdot Z_e \quad (3.3)$$

formülü ile hesaplanır (Dağsöz, 1980).

3.3. Bir Pencere İhtiva Eden Duvar Elemanında Isı Kaybı Hesabı

Yukarıda belirttiğimiz gibi pencerelerde meydana gelen ısı kayıpları diğer yapı elemanlarına göre daha önem arz etmektedir. Bu nedenle pencerenin geometrik şekli ile ısı kaybı arasındaki ilişkiyi daha iyi tahlil etmek amacıyla Şekil 3.1' de gösterilen ve bir pencere ihtiva eden duvar elemanı ele alınacaktır.



Şekil 3.1. Pencere ihtiva eden duvar elemanı

Şekil 3.1.'e göre yapı elemanından kaybedilen ısı, iletim yoluyla ısı kaybı ile hava sızıntısı ısı kaybının toplamına eşittir. Buna göre yapı elemanından kaybedilen ısı,

$$Q = K_1 \cdot A \cdot (T_{\infty} - T_d) + K_2 H \cdot l (T_{\infty} - T_d) + a \cdot I \cdot R \cdot H_b \cdot \Delta T \cdot Z_e \quad (3.4)$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu eşitlikte, birinci terim duvarda meydana gelen ısı kaybını, ikinci terim pencerede meydana gelen ısı kaybını, üçüncü terim ise hava sızıntısı ısı kaybını göstermektedir. Bu eşitliği, birim duvar alanı cinsinden ifade edersek,

$$Q = \{K_1 \cdot (1 - H \cdot l) + K_2 \cdot H \cdot l + a \cdot I \cdot Z_e \cdot R \cdot H_b\} \cdot (T_{\infty} - T_d) \quad (3.5)$$

eşitliği elde edilir. Burada fuga uzunluğu olan I ,

$$I = w.A \quad (3.6)$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu eşitlik (3.5) eşitliğinde yerine konursa,

$$Q = \{K_1. (1- H.l) + K_2.H.l + a.w.x.y.Z_e.R.H_b\} .(T_\infty -T_d) \quad (3.7)$$

eşitliği elde edilir.

Sayısal hesaplamalara örnek teşkil etmesi bakımından 20 cm kalınlığında delikli tuğla duvar, ahşap tek kanatlı pencere ve 20 °C sıcaklık farkı için (3.7) eşitliğini ,

$$Q_1 = (61.4 + 22.14 .w).H.l + 28.6 \quad (3.8)$$

denklemi ile ifade edebiliriz. Bu eşitlikte, pencerenin hava sızdırma derecesi a ,Tablo A.3'den alınmıştır. Duvar ve pencere ısı geçirme katsayısı Tablo A.1'den sırasıyla, $K_1=1.43$ (kcal / m² h °C) , $K_2= 4.5$ (kcal / m² h °C) , olarak alınmıştır. Ayrıca H_b ve R değerleri Tablo A.6 ve Tablo A.5'den alınmıştır.

Benzer şekilde ahşap çift camlı pencere için ısı geçirme katsayısını, $K_2=2.8$ (kcal / m² h °C) ve alınarak (3.7) eşitliğinde yerine konursa, ahşap çiftcamlı pencere için,

$$Q_2 = (27.4 + 18.45. w).H.l + 28.6 \quad (3.9)$$

eşitliği elde edilir.

Aynı şekilde, bitişik çift kanatlı pencere için, $K_2= 2.2$ (kcal / m² h °C) olarak Tablo A. 1.'den alınarak (3.7) eşitliğinde yerine konursa,

$$Q_3 = (15.4 + 14.76 .w).H.l+ 28.6 \quad (3.10)$$

eşitliği elde edilir..

(3.8) , (3.9) ve (3.10) numaralı denklemlerindeki w değerleri Tablo A.4' den alınarak bu denklemler pencere yüksekliğinin ve pencere genişliğinin değişik değerleri için çözülürse Tablo 3.1 elde edilir. Tablo 3.1' de pencere alanı ile ısı kaybı arasındaki ilişki daha rahat görülmektedir.

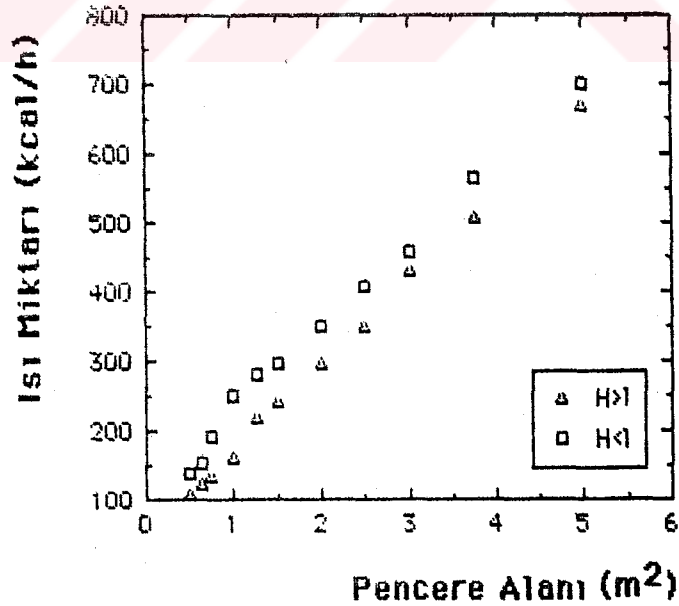
Tablo 3.1. Değişik pencere cinslerine ve ebatlarına göre hesaplanan ısı yükü

H (m)	l (m)	Pencere alanı (m ²)	Q ₁ (kcal/h)	Q ₂ (kcal/h)	Q ₃ (kcal/h)
0.5	0.50	0.25	83.80	68.66	59.02
0.5	1.00	0.50	139.00	108.72	89.44
0.5	1.50	0.75	194.21	148.78	119.85
0.5	2.00	1.00	249.41	188.84	150.27
0.5	2.50	1.25	304.61	228.90	180.69
0.6	0.50	0.31	91.18	73.26	62.28
0.6	1.00	0.63	153.76	117.93	95.95
0.6	1.50	0.94	216.34	162.59	129.63
0.6	2.00	1.26	278.92	207.26	163.31
0.6	2.50	1.58	341.50	251.92	196.99
0.8	0.50	0.38	95.63	75.54	63.71
0.8	1.00	0.75	162.66	122.49	98.82
0.8	1.50	1.13	229.68	169.43	133.93
0.8	2.00	1.50	296.71	216.38	169.04
0.8	2.50	1.88	363.74	263.32	204.15
0.9	0.50	0.44	103.35	80.43	67.20
0.9	1.00	0.88	178.10	132.27	105.80
0.9	1.50	1.32	252.85	184.10	144.40
0.9	2.00	1.76	327.60	235.94	182.99
0.9	2.50	2.20	402.35	287.77	221.59
1.0	0.50	0.50	109.11	83.81	69.51
1.0	1.00	1.00	189.63	139.03	110.42
1.0	1.50	1.50	270.14	194.24	151.33
1.0	2.00	2.00	350.66	249.45	192.24
1.0	2.50	2.50	431.17	304.66	233.15
1.3	0.50	0.63	123.71	93.00	76.05
1.3	1.00	1.25	218.82	157.41	123.50
1.3	1.50	1.88	313.93	221.81	170.94
1.3	2.00	2.50	409.04	286.21	218.39
1.3	2.50	3.13	504.14	350.62	265.84
1.5	0.50	0.75	136.09	100.35	81.11
1.5	1.00	1.50	243.58	172.10	133.62
1.5	1.50	2.25	351.07	243.85	186.13
1.5	2.00	3.00	458.55	315.60	238.64
1.5	2.50	3.75	566.04	387.34	291.15
2.0	0.50	1.00	163.06	116.89	92.71
2.0	1.00	2.00	297.52	205.17	156.82
2.0	1.50	3.00	431.99	293.46	220.92
2.0	2.00	4.00	566.45	381.74	285.03
2.0	2.50	5.00	700.91	470.02	349.14
2.5	0.50	1.25	188.38	132.04	103.20

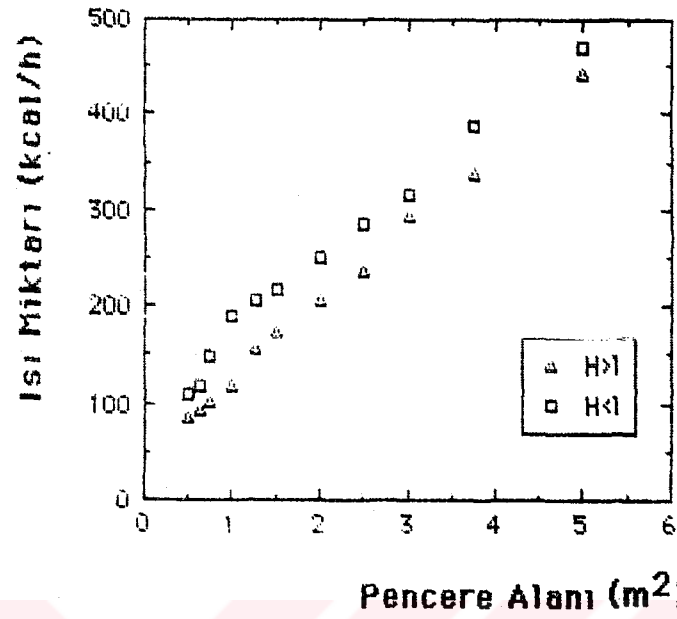
Tablo 3.1'in devamı

H (m)	l (m)	Pencere alanı (m ²)	Q ₁ (kcal/h)	Q ₂ (kcal/h)	Q ₃ (kcal/h)
2.5	1.00	2.50	348.15	235.48	177.80
2.5	1.50	3.75	507.92	338.91	252.40
2.5	2.00	5.00	667.70	42.35	327.00
2.5	2.50	6.25	827.47	845.79	401.60

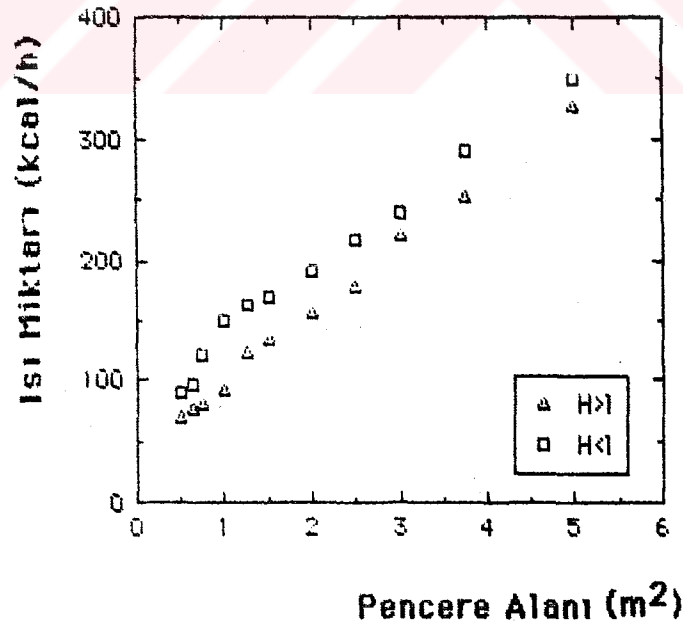
Tablo 3.1'in datalarını esas alarak farklı tip pencerelerde, pencere alanı ile ısı kaybı arasındaki ilişki Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Tablo 3.1 ve bu şekillerin incelenmesi sonucunda; aynı alana sahip pencerelerde, pencere yüksekliğinin pencere genişliğinden büyük olması durumunda, infiltrasyonun etkinliğinden dolayı, ısı kaybının daha küçük değerlerde olduğu görülmektedir. Ancak infiltrasyon etkisinin dikkate alınmaması halinde pencere boyutlarının ısı kaybına etkisi (3.7) denkleminde görülememektedir.



Şekil 3.2. Ahşap tek kanatlı pencerede, infiltrasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı - ısı kaybı ilişkisi



Şekil 3.3. Ahşap çift camlı pencerede, enfiltasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı-ısı kaybı ilişkisi



Şekil 3.4. Ahşap çift kanatlı pencerede, enfiltasyon etkisinin dikkate alınması durumunda pencere alanı - ısı kaybı ilişkisi

BÖLÜM IV

4. DOĞAL TAŞINIM

Akışkan hareketinin akışkan içindeki bölgesel sıcaklık farkından ileri gelen ısı kaldırma kuvvetinin etkisiyle meydana gelmesine doğal taşınım denir. Bu tür ısı transferi, ısıtılmak veya soğutulmak istenen kendi halindeki durgun bir akışkan ile bir ısı transfer yüzeyi arasında oluşur. Akış, sıcaklık ve dolayısıyla konsantrasyon farklarından dolayı, ortamda yoğunluk farkları meydana gelmesi ile oluşur. Çünkü yoğunluk farklılıkları ile statik basınç gradyanı oluşur. Doğal taşınımın oluşabilmesi için yoğunluk farkının ve aynı zamanda bir kuvvet alanının (yerçekimi, merkezkaç gibi) bulunması gerekir. Doğal olarak meydana gelen akışkan hareketinin hızı düşük olduğundan zorlanmış akışlardakine nazaran sınır tabaka çok daha kalındır. Isı geçişi ve kütle akışı Grashof sayısı ile karakterize edilir. $Gr < 10^8$ 'e kadar kütle hareketinin laminar, $Gr > 10^8$ için türbülanslı olduğu kabul edilir (Yılmaz, 1993).

Doğal taşınım ile ısı transferi teknikte en çok rastlanan ısı geçişi olaylarından biridir. Isıtma tekniğinin bütün kısımlarında doğal konveksiyon olayı görülür. Isıtıcı borularda, radyatör yüzeylerinde, binaların duvar ve pencerelerinde, ısınan rotor yataklarında v.b. yerlerde ısının havaya geçişi doğal taşınım ile olur.

Doğal taşınım ile ısı geçişi, ısı transfer yüzeyinin akışkan hızına paralel veya dik oluşuna göre ayırt edilir. Isıl kaldırma kuvvetinin etkisi tabii olarak yerçekimi kuvvetinin ters yönündedir. Bu sebeple doğal olarak düşey doğrultuda vuku bulan akışkan hareketi, ısı transfer yüzeyinin düşey veya yatay oluşuna göre farklılık gösterir. Düşey bir yüzey boyunca yükselen akışkan yükseldikçe daha çok ısınır ve ısındıkça daha hızlı hareket eder. Buna karşılık yatay yüzeylerde, yüzeyin alt tarafında ısınan akışkan, kaldırma kuvvetinin etkisi ile önce kenarlara doğru kayar ve kenarları geçtikten sonra düşey olarak hareket ettiğinden ısı taşınımı düşey levhalardakinden daha yavaş olur. Yatay levhanın alt yüzeyinde ısınarak kenarlardan yükselen sıcak akışkan yanlardan gelen akışkan tarafından levhanın üst yüzeyinin ortasına doğru harekete zorlanırken daha soğuk akışkanla kısmen karışarak ısınmasına sebep olur. Bu olay transfer edilen ısı miktarını düşüreceğinden, ya-

tay levhalarda transfer edilen ısı miktarı, düşey levhalarda transfer edilenden daha küçük olur (Kakaç, 1987).

4.1. Doğal Taşınımda Boyutsuz Parametreler

Düşey bir plaka üzerinde doğal taşınım ile ısı transferinin meydana geldiğini düşünelim. Doğal taşınımında, akış hızları küçük olduğundan enerji eşitliğinde, vizkoz enerji dağılımı ihmal edilebilir. Bu nedenle sınır tabakadaki akışın sabit ve laminar olduğunu kabul edebiliriz. Sınır tabaka denklemleri yardımıyla, Süreklilik eşitliği,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum eşitliği,

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\rho \cdot g - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.2)$$

Enerji eşitliği,

$$\rho \cdot C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilir (Incropera, 1990).

x momentum eşitliğinde $u \rightarrow 0$ da $\rho \rightarrow \rho_\infty$ 'dan

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\rho_\infty \cdot g \quad (4.4)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitliğin sağ tarafını yoğunluk farkına bağlı olarak yazabilmek için, eşitliğin her iki yanına $\rho \cdot g$ terimi eklenirse,

$$-\rho \cdot g - \frac{\partial P}{\partial x} = (\rho_{\infty} - \rho) \cdot g \quad (4.5)$$

eşitliği elde edilir. Isıl genleşme katsayısı β ,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (4.6)$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu eşitliği,

$$\Delta \rho = -\beta \cdot \rho \cdot \Delta T \quad (4.7)$$

denklemini elde edilir. Buradan,

$$\rho_{\infty} - \rho = -\beta \cdot \rho \cdot (T_{\infty} - T) \quad (4.8)$$

eşitliği yazılabilir. Bulunan son eşitlik (4.5) eşitliğinde yerine konursa,

$$-\rho \cdot g - \frac{\partial P}{\partial x} = -\beta \cdot \rho \cdot (T_{\infty} - T) \cdot g \quad (4.9)$$

eşitliği elde edilir. Bu ifade (4.2) eşitliği ile birleştirilirse,

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = g \cdot \beta \cdot (T - T_{\infty}) + \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.10)$$

eşitliği bulunur.

Isıl yayılım katsayısı α ve kinematik vizkozite değeri ν ,

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \quad (4.11)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.12)$$

eşitlikleri ile ifade edilebilir. Bu ifadeler (4.10) ve (4.3) eşitliklerinde yerine konursa sırasıyla, x momentum ve enerji eşitlikleri ,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \cdot \beta \cdot (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.13)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.14)$$

şeklinde yazılır.

Akışkanın ideal gaz olduğu kabul edilirse,

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (4.15)$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitliği (4.8) eşitliğinde yerine konursa,

$$\beta = \frac{\left[\left(\frac{\rho_\infty}{\rho} \right) - 1 \right]}{(T - T_\infty)} = \frac{\left[\left(\frac{T}{T_\infty} \right) - 1 \right]}{(T - T_\infty)} = \frac{1}{T_\infty} \quad (4.16)$$

değeri elde edilir (Özışık,1985).

Doğal taşınımda boyutlu parametreler boyutsuzlaştırılarak kullanılabilir. Bu nedenle boyutlu parametreler,

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L},$$

$$U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{U_0}, \quad (4.17)$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty},$$

biçiminde boyutsuzlaştırılabilir. Bu boyutsuz parametreler (4.1) , (4.13) ve (4.14) eşitliklerinde kullanılırsa, bu eşitlikler,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (4.18)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty)}{U_0^2} \cdot \theta + \frac{1}{Re} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (4.19)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (4.20)$$

biçiminde ifade edilebilir. Burada Re, Pr ve Gr, sayıları

$$Re = \frac{U_0 \cdot L}{\nu} \quad (4.21)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.22)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 (T_w - T_\infty)}{\nu^2} \quad (4.23)$$

eşitlikleri ile ifade edilmektedir.

Gr / Re^2 Parametresi ,doğal taşınım ile zorlanmış taşınım arasındaki ilişkiyi belirler. Eğer $Gr / Re^2 \ll 1$ ise akış, zorlanmış taşınımdır. $Gr / Re^2 \gg 1$ ise akış doğal taşınımdır. Doğal taşınımda Nusselt sayısı Gr ve Pr sayılarının fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Bu nedenle,

$$Nu = f (Gr , Pr) \quad (4.24)$$

fonksiyonu yazılabilir. Gazlarda $Pr \cong 1$ olduğundan , Nusselt sayısı Grashof sayısının fonksiyonu olarak kabul edilebilir ve bu ifade,

$$Nu = f (Gr) \quad (4.25)$$

şeklinde yazılabilir. Taşınımda boyutsuz sayılardan biri olan Rayleigh sayısı

$$Ra = Gr. Pr \quad (4.26)$$

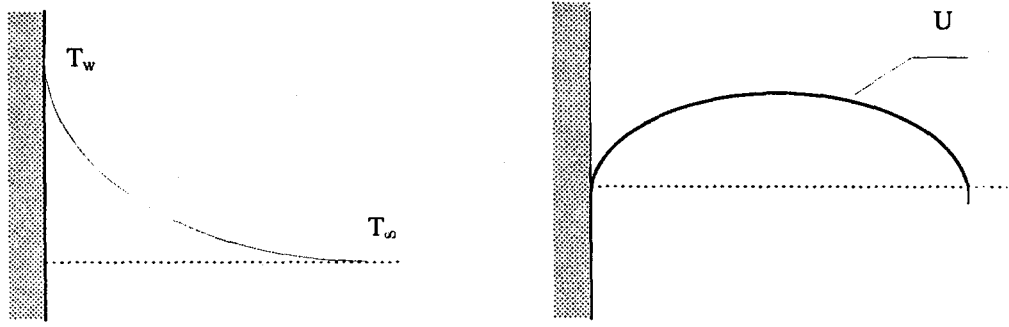
olduğundan (4.24) eşitliği,

$$Nu = f (Ra , Pr) \quad (4.27)$$

şeklinde ifade edilebilir (Holman, 1968).

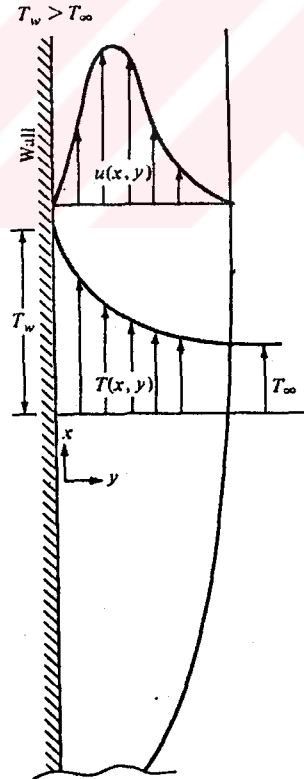
4.2. Düşey Levhalarda Doğal Taşınım İle Isı Geçişi

Düşey levhalarda ısı geçişi $Gr.Pr$ a bağı olarak incelenir. Genellikle bu çarpımın $Gr.Pr \leq 10^8 \approx 10^9$ değeri için doğal taşınım ile ısı geçişinin, laminar sınır tabaka ile meydana geldiği kabul edilir. $Gr.Pr \geq 10^8 \approx 10^9$ için sınır tabakadaki akışkan hareketinin türbülanslı olduğu görülmüştür. Şekil 4.1'de düşey levhada doğal taşınım ile meydana gelen ısı geçişinde hız ve sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.1 Düşey yüzeylerde doğal taşınım ile ısı geçişinde sıcaklık ve hız değişimi

Düşey levhaların çevresi ile yaptığı ısı alış verişinde, levha yüzeyinde meydana gelen sınır tabaka akışının etkisi büyüktür. Şekil 4.2’ de görüldüğü gibi, sabit yüzey sıcaklığında bir düşey plakada doğal taşınım ile meydana gelen ısı geçişini incelemeye çalışalım (Yang, 1987).



Şekil 4.2. Düşey sıcak bir levhada doğal taşınım ile meydana gelen sıcaklık ve hız profili

Daha önceki bölümde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri , (4.1) , (4.13) ve (4.14) eşitlikleri ile ifade edilmiştir.

Şekil 4.2, düşey sıcak bir levha problemi için fiziksel sınır şartları, düzlem duvarda hız bileşenleri ile sınır tabaka dışında düşey hız sıfır, düzlem duvar üzerinde sıcaklık dağılımı T_w , sınır tabaka dışında sıcaklık dağılımı T_∞ , değerlerindedir. Bu sınır şartları,

$$\begin{aligned} u = 0 \quad v = 0 \quad T = T_w, \quad y = 0 \quad (\text{Duvarda}) \\ u = 0 \quad T = T_\infty, \quad y \rightarrow \infty \quad (\text{Sınır tabaka dışında}) \end{aligned} \quad (4.28)$$

şeklinde ifade edilebilir (Özışık, 1985).

Problemin çözümünde birinci adım olarak, momentum ve enerji integral eşitliklerini integrasyon metoduna göre analizi yapılacaktır. Eşitlik (4.13), hız sınır tabaka kalınlığı (δ) üzerinden integre edilecek olunursa,

$$\int_0^\delta u \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^\delta v \frac{\partial u}{\partial y} dy = \int_0^\delta g \beta (T - T_\infty) dy + \int_0^\delta v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dy \quad (4.29)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitliğin sağ tarafındaki ikinci integrasyon,

$$\int_0^\delta v \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dy = v \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=\delta} - \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} \right) \quad (4.30)$$

biçiminde yazılabilir. Sınır tabaka kavramından,

$$\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = 0 \quad (4.31)$$

yazılabilir. (4.13) eşitliğinin sol tarafındaki ikinci integrasyona, kısmi integrasyon kuralı uygulanırsa,

$$\int_0^{\delta} v \frac{\partial u}{\partial y} dy = u \cdot v \Big|_0^{\delta} - \int_0^{\delta} u \frac{\partial v}{\partial y} dy \quad (4.32)$$

eşitliği bulunur. Eşitlik (4.1) ve (4.28) eşitliğindeki sınır şartları kullanılarak (4.32) eşitliği,

$$\int_0^{\delta} v \frac{\partial u}{\partial y} dy = \int_0^{\delta} u \frac{\partial u}{\partial x} dy \quad (4.33)$$

şeklinde yazılabilir. (4.30) ve (4.33) eşitlikleri, (4.29) eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\int_0^{\delta} u \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^{\delta} u \frac{\partial u}{\partial x} dy = g \cdot \beta \cdot \int_0^{\delta} (T - T_{\infty}) \cdot dy - v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (4.34)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlik daha genel olarak,

$$\frac{d}{dx} \left(\int_0^{\delta} u^2 dy \right) = -v \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} + g \cdot \beta \int_0^{\delta} (T - T_{\infty}) dy \quad (4.35)$$

biçiminde yazılabilir.

Benzer şekilde (4.14) eşitliği, hız sınır tabaka kalınlığı üzerinden integre edilirse,

$$\int_0^{\delta} u \frac{\partial T}{\partial x} dy + \int_0^{\delta} v \frac{\partial T}{\partial y} dy = \int_0^{\delta} \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy \quad (4.36)$$

eşitliği bulunur. (4.36) eşitliğinin sağ tarafındaki integrasyon,

$$\int_0^{\delta} \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy = \alpha \left(\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=\delta} - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \right) \quad (5.37)$$

biçiminde yazılabilir. (4.28) sınır şartlarından,

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (4.38)$$

değeri bulunur. Bulunan bu değer (4.37) eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\int_0^{\delta} \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy = -\alpha \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (4.39)$$

eşitliği bulunur. (4.36) eşitliğinin sol tarafındaki ikinci integrasyon,

$$\int_0^{\delta} v \frac{\partial T}{\partial y} dy = v \cdot T \Big|_0^{\delta} - \int_0^{\delta} T \frac{\partial v}{\partial y} dy \quad (4.40)$$

eşitliği ile ifade edilir. (4.28) sınır şartları ve (4.1) eşitliği, (4.40) eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\int_0^{\delta} v \frac{\partial T}{\partial y} dy = -T_{\infty} \int_0^{\delta} \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^{\delta} T \frac{\partial u}{\partial x} dy \quad (4.41)$$

eşitliği bulunur. (4.39), (4.41) eşitlikleri, (4.36) eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\int_0^{\delta} u \frac{\partial T}{\partial x} dy - T_{\infty} \int_0^{\delta} \frac{\partial u}{\partial x} dy + \int_0^{\delta} T \frac{\partial u}{\partial x} dy = -\alpha \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (4.42)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlik daha genel olarak,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^{\delta} u \cdot (T - T_{\infty}) dy \right] = -\alpha \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (4.43)$$

biçiminde yazılabilir.

Düşey levha üzerinde doğal taşınım problemini analiz etmek için, sıcaklık ve hız profilleri için tahmini polinomsal ifadeler kullanılabilir. Bu çözümde, $T_w > T_\infty$ olduğunu kabul edeceğiz (Özışık, 1985).

Problemin sıcaklık profilini, ikinci dereceden polinomsal bir ifade biçiminde seçebiliriz. Bu nedenle sıcaklık profili,

$$T(x,y) = a_0 + b_0 y + c_0 y^2 \quad (4.44)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Sıcaklık profili için sınır şartları,

$$T = T_w, \quad y = 0$$

$$T = T_\infty, \quad y = \delta \quad (4.45)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad y = \delta$$

biçiminde yazılabilir. (4.44) eşitliğinde, bilinmeyen sayısı üç olduğundan, bilinmeyenler bu üç sınır şartının kullanılması ile bulunabilir. Birinci sınır şartından,

$$a_0 = T_w \quad (4.46)$$

bulunur. İkinci sınır şartından,

$$b_0 \cdot \delta + c_0 \cdot \delta^2 = T_\infty - T_w \quad (4.47)$$

eşitliği elde edilir. Üçüncü sınır şartından,

$$b_0 + 2 \cdot c_0 \cdot \delta = 0 \quad (4.48)$$

eşitliği bulunur. (4.47) eşitliği ile (4.48) eşitliğinin ortak çözümünden ,

$$b_0 = 2 \frac{T_w - T_\infty}{\delta} \quad (4.49)$$

$$C_0 = -\frac{T_w - T_\infty}{\delta^2} \quad (4.50)$$

değerleri bulunur. Bulunan bu a_0 , b_0 ve c_0 katsayıları (4.44) denkleminde yerine koyulursa,

$$T(x, y) = T_w + 2 \frac{T_w - T_\infty}{\delta} y - \frac{T_w - T_\infty}{\delta^2} y^2 \quad (4.51)$$

eşitliği elde edilir. Bu sıcaklık profili daha genel olarak,

$$\frac{T(x, y) - T_\infty}{T_w - T_\infty} = \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 \quad (4.52)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.

Problemin hız profilini, kübik polinom biçiminde seçilebilir. Duvar ve sınır tabaka dışında hız değeri sıfır, sınır tabaka içinde ise parabolik şeklinde bir tepe değeri mevcuttur (Özışık, 1985). Bu nedenle hız profili,

$$u(x, y) = U_0 (a_1 + b_1 y + c_1 y^2 + d_1^3) \quad (4.53)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Burada U_0 x'in fonksiyonu olarak düşünülen referans hız değeridir. Hız profili eşitliğinde, dört bilinmeyen bulunduğu için dört adet sınır şartı gerekmektedir. Bu sınır şartlarından üçü,

$$\begin{aligned} u &= 0 & , & \quad y = 0 \\ u &= 0 & , & \quad y = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial y} &= 0 & , & \quad y = \delta \end{aligned} \quad (4.54)$$

biçiminde ifade edilebilir. Kalan son sınır şart, $y = 0$ 'da , $u = 0$, $v = 0$, $T = T_w$ şartını (4.13) momentum eşitliğinde yerine koyulması ile bulunur. Bu sınır şartı, ara işlemler yapılmasıyla,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{g \cdot \beta}{\nu} (T_w - T_\infty) \quad (4.55)$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu sınır şartlarını kullanarak (4.53) eşitliğinin bilinmeyen katsayıları bulunabilir.

Birinci sınır şartı (4.53) denkleminde yerine koyulacak olunursa,

$$a_1 = 0 \quad (4.56)$$

değeri bulunur. Benzer şekilde ikinci sınır şartından,

$$b_1 \cdot \delta + c_1 \cdot \delta^2 + d_1 \delta^3 = 0 \quad (4.57)$$

eşitliği bulunur. Üçüncü sınır şartından,

$$b_1 + 2 \cdot c_1 \delta + 3 \cdot d_1 \delta^2 = 0 \quad (4.58)$$

eşitliğini buluruz. Kalan son sınır şartı (4.53) eşitliği ile birleştirilirse,

$$c_1 = -\frac{g \cdot \beta}{2 \cdot U_0 \cdot \nu} (T_w - T_\infty) \quad (4.59)$$

değeri bulunur. (4.57) , (4.58) eşitliklerinin ortak çözümünden,

$$d_1 = \frac{g \cdot \beta}{4 \cdot U_0 \cdot \delta \cdot \nu} (T_w - T_\infty) \quad (4.60)$$

$$b_1 = \frac{g \cdot \beta}{4 \cdot U_0 \cdot \nu} (T_w - T_\infty) \cdot \delta \quad (4.61)$$

katsayıları bulunur. Bu katsayılar (4.53) eşitliğinde yerine konulursa,

$$U(x, y) = \left[\frac{\beta \cdot \delta^2 g (T_w - T_\infty)}{4 \cdot \nu} \right] \cdot \frac{y}{\delta} \cdot \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \quad (4.62)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlikte,

$$U_0 = U_0(x) = \frac{\beta \cdot g \cdot \delta^2 (T_w - T_\infty)}{4 \cdot \nu} \quad (4.63)$$

biçiminde x 'in fonksiyonu olarak kabul edilirse, bu eşitlik,

$$U(x, y) = U_0 \frac{y}{\delta} \cdot \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \quad (4.64)$$

şeklinde ifade edilir.

Bulunan (4.52) ve (4.64) eşitlikleri (4.35) eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta \left(U_0 \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \right)^2 dy \right] = -\nu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} + g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \int_0^\delta \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 dy \quad (4.65)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitliğin sol tarafındaki integrasyon çözümlerse,

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta \left(U_0 \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \right)^2 dy \right] = \frac{1}{105} \frac{d}{dx} (U_0^2 \delta) \quad (4.66)$$

bulunur. (4.65) eşitliğinin sağ tarafındaki birinci integrasyon çözümlerse,

$$-v \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{y=0} = -v \frac{U_0}{\delta} \quad (4.67)$$

eşitliği bulunur. (4.65) eşitliğinin sağ tarafındaki ikinci integrasyon çözülürse,

$$g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \int_0^\delta \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 dy = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \cdot \delta \quad (4.68)$$

eşitliği bulunur. (4.66) , (4.67) ve (4.68) eşitliklerini, (4.65) momentum eşitliğinde yerine koyulacak olunursa,

$$\frac{1}{105} \frac{d}{dx} (U_0^2 \cdot \delta) = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \cdot \delta - v \frac{U_0}{\delta} \quad (4.69)$$

eşitliği elde edilir.

Benzer şekilde bulduğumuz sıcaklık ve hız profili eşitlikleri (4.43) enerji integral eşitliğinde yerine koyarsak,

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta U_0 (T_w - T_\infty) \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^4 dy \right] = -\alpha \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (4.70)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitliğin sol tarafındaki integrasyon çözülürse,

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta U_0 (T_w - T_\infty) \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^4 dy \right] = \frac{1}{30} (T_w - T_\infty) \frac{d}{dx} (U_0 \delta) \quad (4.71)$$

eşitliği bulunur. (4.70) eşitliğinin sağ tarafındaki diferansiyel denklem çözülürse,

$$-\alpha \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = 2\alpha \cdot \frac{T_w - T_\infty}{\delta} \quad (4.72)$$

eşitliği bulunur. (4.71) ve (4.72) eşitlikleri (4.70) enerji integrasyon eşitliğinde yerine koyulursa,

$$\frac{1}{30}(T_w - T_\infty) \frac{d}{dx}(U_0 \cdot \delta) = 2\alpha \cdot \frac{T_w - T_\infty}{\delta} \quad (4.73)$$

eşitliği bulunur. (4.69) ve (4.73) eşitliklerinin çözümünde , $U_0(x)$ ile $\delta(x)$ değerleri,

$$U_0(x) = C_1 \cdot x^m \quad (4.74)$$

$$\delta(x) = C_2 \cdot x^n \quad (4.75)$$

biçiminde sabit katsayılara bağlı olarak yazılabilir. Bu eşitlikler, (4.72) ve (4.73) eşitliklerinde yerine koyulursa,

$$\frac{1}{105} \cdot \frac{d}{dx}(C_1^2 C_2 \cdot x^{2m+n}) = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) C_2 x^n - \frac{\nu \cdot C_1}{C_2} x^{m-n} \quad (4.76)$$

$$\frac{1}{30}(T_w - T_\infty) \frac{d}{dx}(C_1 \cdot C_2 \cdot x^{m+n}) = 2\alpha \cdot \frac{T_w - T_\infty}{C_2 \cdot x^2} \quad (4.77)$$

eşitlikleri bulunur. Bu eşitlikteki diferansiyel ifadeler çözülürse,

$$\frac{(2m+n) \cdot C_1^2 \cdot C_2 \cdot x^{2m+n-1}}{105} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) C_2 x^n - \frac{\nu \cdot C_1}{C_2} x^{m-n} \quad (4.78)$$

$$\frac{(m+n) \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot x^{m+n-1}}{30} = \frac{2\alpha}{C_2} \cdot x^{-n} \quad (4.79)$$

eşitliklerini buluruz. (4.78) ve (4.79) eşitliklerinde x 'in üstleri eşitlenirse,

$$m = 1/2, \quad n = 1/4, \quad (4.80)$$

değerleri bulunur. Bu değerler (4.78) ve (4.79) eşitliklerinde yerine konulup ara işlemler yapılırsa,

$$C_1 = 5.17 \cdot \nu \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha} \right)^2 \left[\frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty)}{\nu^2} \right]^2 \quad (4.81)$$

$$C_2 = 3.93 \left(\frac{20}{21} + \frac{\nu}{\alpha} \right)^{1/4} \left[\frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty)}{\nu^2} \right]^{-1/4} \left(\frac{\nu}{\alpha} \right)^{-1/2} \quad (4.82)$$

sabitleri bulunur. Bu değerler (4.75) eşitliğinde yerine konursa,

$$\delta(x) = 3.93 (0.952 + Pr)^{1/4} \left[\frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty)}{\nu^2} \right]^{-1/4} Pr^{-1/2} x^{1/4} \quad (5.83)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlik,

$$\frac{\delta(x)}{x} = 3.93 \cdot Pr^{-1/2} (0.952 + Pr)^{1/4} Gr_x^{-1/4} \quad (4.84)$$

biçiminde ifade edilebilir. Burada Gr_x sayısı,

$$Gr_x = \frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \cdot x^3}{\nu^2} \quad (4.85)$$

eşitliğini göstermektedir.

Düşey levha probleminde yerel Nusselt sayısı, duvar yüzeyindeki sıcaklık dağılımı ile ilişkili olduğundan bu sayıyı,

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{k} = \frac{q_w}{T_w - T_\infty} \cdot \frac{x}{k} = \frac{-k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}}{T_w - T_\infty} \cdot \frac{x}{k} = - \frac{x}{T_w - T_\infty} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (4.86)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. (4.52) eşitliği (4.86) eşitliğinde yerine konursa,

$$Nu_x = 2 \frac{x}{\delta} \quad (4.87)$$

eşitliği bulunur. (4.87) eşitliğini (4.84) eşitliğinde yerine konulursa,

$$Nu_x = 0.508 \cdot Ra_x^{1/4} \left(\frac{Pr}{0.952 + Pr} \right)^{1/4} \quad (4.88)$$

eşitliği bulunur. Burada Ra_x ,

$$Ra_x = Gr_x \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot x^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (4.89)$$

eşitliği ile ifade edilir. (4.88) eşitliğinden,

$$Nu_x = f(Ra_x, Pr) \quad (4.90)$$

olduğu açık bir şekilde görülmektedir.

Genelde mühendislik hesaplamalarında yerel Nusselt sayısı yerine onun ortalaması cinsinden, ortalama Nusselt sayısı kullanılır. Uzunluğu L olan bir plakada ortalama Nusselt sayısı,

$$Nu_m \equiv \frac{L \cdot h_m}{k} \quad (4.91)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Burada ortalama ısı transfer katsayısı h_m ,

$$h_m = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L h_x \cdot dx \quad (4.92)$$

eşitliği ile bulunabilir. (4.86) ve (4.88) eşitliklerinin ortak çözümü, (4.92) eşitliğinde yerine konursa,

$$h_m = 0.677 \cdot k \cdot L^{-1/4} \left(\frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty)}{\nu \cdot \alpha} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{Pr}{0.952 + Pr} \right)^{1/4} \quad (4.93)$$

eşitliği bulunur. Bu eşitlik (4.91) eşitliğinde yerine konursa,

$$Nu_m = 0.677 \cdot Ra_L^{1/4} \left(\frac{Pr}{0.952 + Pr} \right)^{1/4} \quad (4.94)$$

eşitliğini bulunur. Burada,

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (4.95)$$

eşitliğini ifade etmektedir.

BÖLÜM V

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Pencerenin geometrik şeklinin ısı kaybı ve sıcaklık dağılımı üzerine etkisini araştırmak üzere deney seti kurularak deneysel çalışma yapılmıştır. Bölüm III’de pencerenin geometrik şeklinin ısı kaybıyla ilişkisi teorik olarak incelenmiş olup, aynı alanlı farklı geometriye sahip pencerelerde, pencere yüksekliğinin pencere eninden büyük olması halinde, infiltrasyon etkisinin dikkate alınması durumunda ısı kaybının daha küçük değerde olduğu belirtilmiş ve bu durum grafiksel olarak gösterilmiştir. Bu deneysel çalışmada ise pencerenin geometrik şeklinin boyutsuz sayılar olan Nusselt ve Grashof sayıları ile ilişkisi incelenecektir.

5.1. Deney Seti

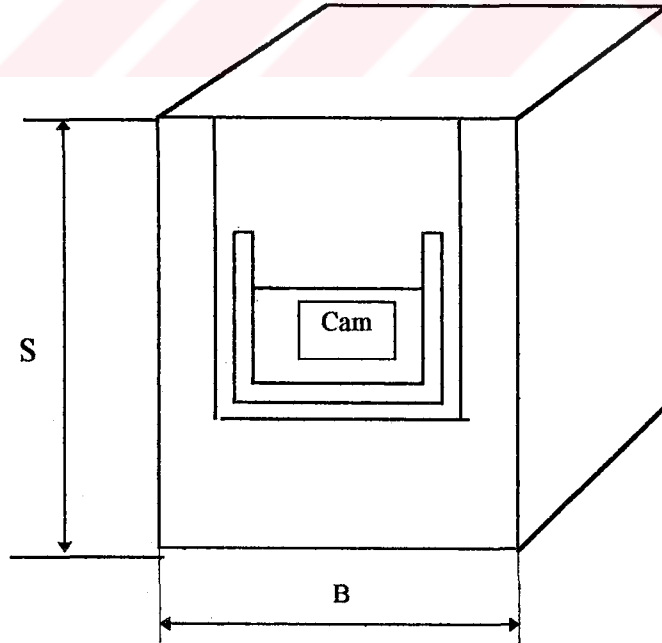
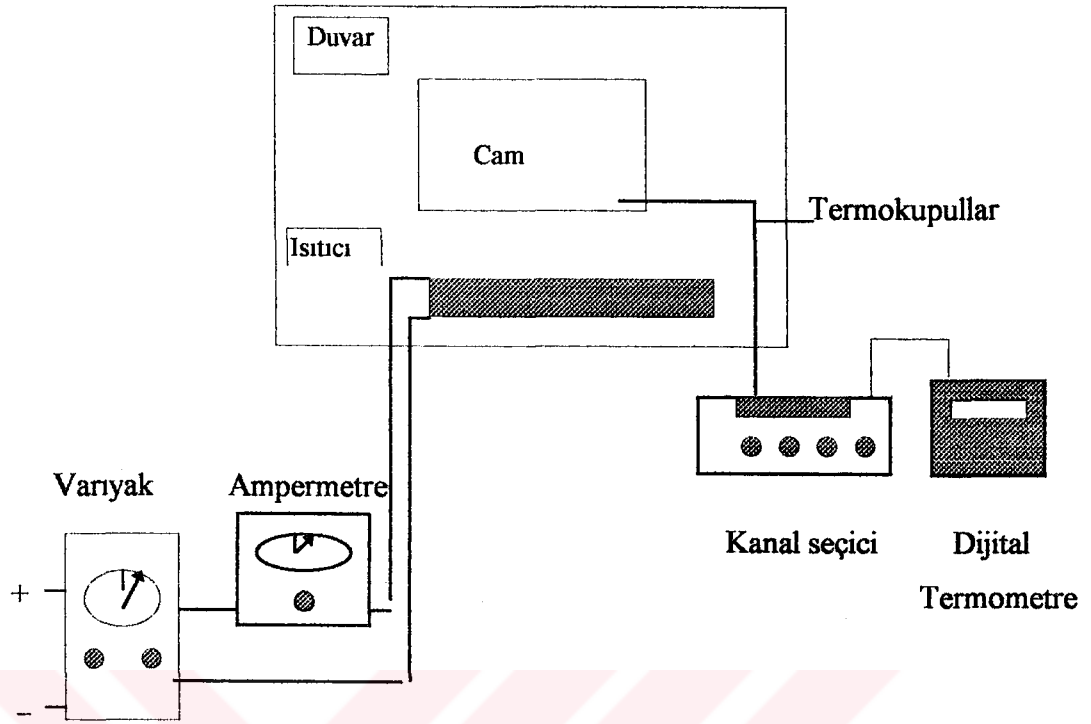
Deney seti, Şekil 5.1’de görüldüğü gibi, deney odası, ısıtıcı, varyyak, ampermetre, dijital termometre ve kanal seçiciden meydana gelmektedir. Deney odası 75x75x65 cm ebadında suntadan yapılmış olup içi plastik boya ile boyanmıştır. Deney odası, cam yüzeyi hariç bütün yüzeyler styropor ile tamamen yalıtılmıştır. (Şekil 5.2 , Şekil 5.3) Pencere alanı 700 cm² ile sabit tutularak, pencerenin geometrik şekli üç adet değiştirilebilir cinsten seçilmiştir. Bunlar,

1 nolu çerçeve $H > l$, $H = 35$ cm , $l = 20$ cm

2 nolu çerçeve $H < l$, $H = 20$ cm , $l = 35$ cm

3 nolu çerçeve $H = l$, $H = 26.5$ cm , $l = 26.5$ cm

biçiminde seçilmiştir. (Şekil 5.4) Deney odasında kullanılan pencere tipleri tek ve çift camlı olarak ele alınmıştır. Deneyde oda sıcaklığını, sürekli rejim halinde sabit sıcaklıkta tutabilmek için, varyyak tarafından beslenen bir ısıtıcı kullanılmıştır.

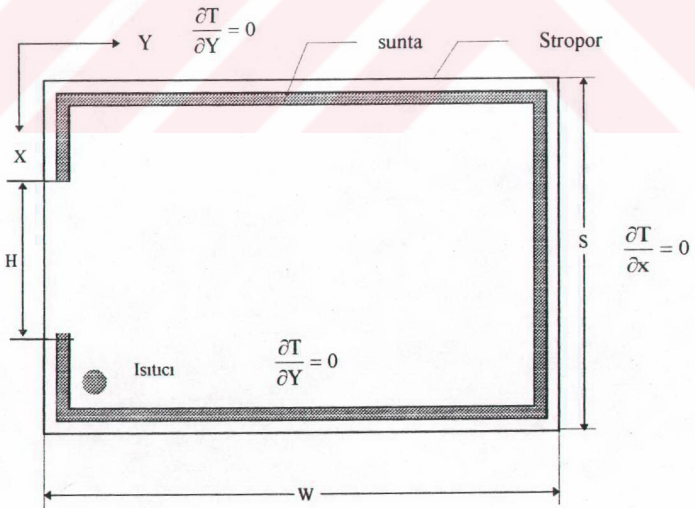




Şekil 5.3 Deney setinin görünüşü



Şekil 5.4. Deney odası pencere geometrileri



Şekil 5.5 Deney odası kesiti

5.2. Deneyin Yapılışı

Hesaplamalarda deney odası sıcaklığı sabit kabul edildiğinde oda sıcaklığı 22 °C oluncaya kadar bir ısıtıcı ve varyak yardımıyla ısıtılarak sürekli rejim haline gelmesi sağlanmıştır. Deney odası sıcaklığı 22 °C'ye ulaşır sürekli rejim sağlandıktan sonra bu andaki, deney odasındaki ısıtıcıya verilen akım ve gerilim, ampermetre ve varyak ile tesbit edilmiştir. Deney odası için seçilen, aynı alanlı farklı geometriye sahip üç pencere için sürekli rejim şartlarında cam iç yüzey sıcaklıkları, 15 ayrı noktadan Demir-Constantan termokupulları yardımıyla dijital termometre ile ölçülmüştür. Her ölçümde dış sıcaklık değeri, deney odası dışında bulunan termokupul yardımıyla tesbit edilmiştir.

5.3. Deney Odasına Verilen Enerjinin Hesabı

Deneyisel çalışmada deney odası sıcaklığı 22 °C olarak kabul edilmiştir. Bu nedenle deney odasındaki ısıtıcıya 43.5 Volt gerilim , 0.95 Amper akım verilerek deney odası sıcaklığının 22 °C olacak biçimde sürekli rejim haline geçişi sağlanmıştır. Bu durumda deney odası ısıtıcısının direnci, 45.7 (ohm) olarak tesbit edilir. Bundan yararlanarak deney odasına verilen ısı enerjisi, 41.31 (watt) veya 35.5 (kcal/h) olarak bulunur.

5.4. Deney Odasının Isı Kaybı Hesabı

Deney odasının penceresi hariç tüm yüzeyleri 2 cm styropor izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır. Deney odasının ısı kaybını hesaplanabilmesi için, deney odası yapı elemanlarının ısı geçirme katsayıların tesbit edilmesi gerekmektedir.

Deney odasının yalıtımlı dış duvarı için ısı geçirme katsayısı (3.2) eşitliği yardımıyla,

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{h_i} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{1}{h_d} \quad (5.1)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Sunta için, $k_1 = 0.15$ (kcal / m h °C), Styropor için $k_2 = 0.035$ (kcal / mh °C) olarak alınarak, h_i ve h_d değerleri Tablo A.2'den seçilerek (5.1) eşitliği 2 cm sunta ve 2 cm styropor malzemesi için düzenlenirse, $K_1 = 1.11$ (kcal / m² h °C) olarak bulunur.

Deney odasının yalıtımlı iç duvarı ve tavanı için ısı geçirme katsayısı, $h_i = h_d = 7$ (kcal / m² h °C) olarak alınıp (3.2) eşitliğinde yerine konulursa, $K_2 = 1$ (kcal / m² h °C) olarak bulunur.

Deney odasının yalıtımlı döşemesi için ısı geçirme katsayısı, $h_i = h_d = 5$ (kcal / m² h °C) olarak alınıp (3.2) eşitliğinde yerine koyulacak olursa, $K_3 = 0.9$ (kcal / m² h °C) bulunur

Böylece deney odası yapı elemanlarının toplam ısı geçirme katsayıları olan K_1 , K_2 ve K_3 değerleri tesbit edildi.

Deney odasının dış duvarında meydana gelen ısı kaybı:

Deney odasında, normal duvardan, pencereden ve hava sızıntısından olmak üzere üç çeşit ısı kaybı meydana gelir. Deney odası normal duvarında meydana gelen ısı kaybını (3.1) eşitliğinden yararlanarak, $Q_1 = 7.05$ (kcal / h) olarak bulunur.

Benzer şekilde deney odası penceresinde meydana gelen ısı kaybı, ahşap tek camlı pencere için $Q_2 = 5.04$ (kcal / h) olarak bulunur.

Hava sızıntısı ısı kaybı (3.3) eşitliği yardımıyla hesaplanabilir. Bu eşitlikteki katsayılar Tablo A.3-A.6'dan alınmıştır.

$a = 3$, $I = 0.5$, $R = 0.9$, $H_b = 0.24$, $Ze = 1$, olarak alınarak (3.3) eşitliğinde yerine koyulursa, $Q_3 = 5.18$ (kcal / h) bulunur.

Deney odasının iç duvarlarında meydana gelen ısı kaybı:

Deney odasının iç duvarlarında, yan yüzeyler, arka yüzey, tavan ve döşeme olmak üzere beş yüzeyinde ısı kaybı meydana gelmektedir. (3.1) eşitliği yardımıyla bu ısı kayıpları hesaplanabilir.

Deney odasının yan yüzeylerinde meydana gelen ısı kaybı, $Q_4 = 7.12$ (kcal / h) olarak bulunur.

Benzer şekilde deney odasının arka iç duvarlarında meydana gelen ısı kaybını (3.1) eşitliği yardımıyla, $Q_5 = 2.57$ (kcal / h) bulunur.

Yine aynı biçimde deney odası tavanında meydana gelen ısı kaybı, $Q_6 = 3.12$ (kcal / h) bulunur.

Aynı şekilde deney odası döşemesinde meydana gelen ısı kaybı, $Q_7 = 3.43$ (kcal/h) bulunur.

Deney odasında toplam meydana gelen ısı kaybı, ayrı ayrı bulunan bu ısı kayıplarının toplamı eşittir. Böylece toplam ısı kaybı, $Q_T = 33.51$ (kcal / h) olarak bulunur.

Deney odasına verilen ısı enerjisi ile deney odası ısı kaybı arasındaki ilişkiyi incelemek üzere deney odası kayıp oranı,

$$Q_{KAYIP} = \frac{Q_V - Q_T}{Q_V} \cdot 100 \quad (5.2)$$

eşitliğinden yararlanarak hesaplanabilir. Q_V ve Q_T değerleri (5.2) eşitliğinde yerine koyulacak olunursa,

$$Q_{KAYIP} = \frac{35.5 - 33.51}{35.5} \cdot 100 = 5.6 \% \quad (5.3)$$

değeri bulunur. Bu değer çok küçük bir oran olduğundan deney odası izolasyonunun yeterli olduğu söylenebilir. Bu nedenle deney odasının cam yüzeyi haricindeki tüm yüzeylerin adyabatik olduğu kabul edilebilir. Bu da deney odasına verilen ısıнын büyük bir kısmının cam yüzeyinden geçtiği anlamını taşımaktadır.

5.5. Ölçme Sonuçları

Deneyisel çalışmada elde ettiğimiz sıcaklık değerleri yardımıyla farklı pencere boyutları için pencere yüzeylerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı, h_m hesaplanmış, bunun için Newton soğutma kanunundan faydalanılmıştır. Ölçümler sırasında pencerelerde meydana gelen ısı kaybının 12.21 (kCal/h) olduğu hesaplanmıştır.

Tek camlı pencere ve $H/l=1.75$ için ortalama cam yüzey sıcaklığı, ölçümler sonucunda, $16.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak bulunur, h_m değeri de $37.6\text{ (W/m}^2\text{)}$ olarak hesaplanır.

Benzer şekilde tek camlı pencere ve $H/l=1$ için ortalama cam yüzey sıcaklığı $15.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak, h_m de $33.3\text{ (W/m}^2\text{)}$ olarak elde edilir.

Yine aynı şekilde tek camlı pencere ve $H/l=0.57$ için ortalama cam yüzey sıcaklığı $17.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak, h_m de $30.3\text{ (W/m}^2\text{)}$ olarak elde edilir.

Deney odası camı üzerinde, termokupullar yardımıyla ölçtüğümüz sıcaklık değerlerini (4.85) ve (4.88) eşitliklerinde yerine koyacak olunursa yerel Gr ve Nu sayıları bulunur. Bu boyutsuz yerel sayıların hesaplanmasında, kuru havanın özellikleri olan ν, β ve Pr değerleri film sıcaklığına göre Tablo A.7'den seçilmiştir. Film sıcaklığı,

$$T_f = \frac{T_w - T_{\infty}}{2} \quad (5.4)$$

eşitliği ile ifade edilir.

Bu deneysel çalışmada, deney odası pencere iç yüzey sıcaklığı, deney odası sıcaklığından düşük olduğu için ($T_w < T_{\infty}$), bu yüzeydeki hava akışı yukarıdan aşağıya doğrudur. Bu nedenle akış doğrultusundaki eksen, yukarıdan alınmıştır.

Deney sırasında ölçülen değerler ile bu değerlere göre boyutsuz sayılar, hesaplanmış olup x boyutu ile pencere yüzey sıcaklığı, Grashof sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki değişim incelenmiştir.

BÖLÜM VI

6. SONUÇ

Yapılan deneysel çalışmada elde edilen sıcaklık değerleri ile birlikte hesaplanan Grashof ve Nusselt sayılarının değişimi x boyutuna bağlı olarak incelenmiş ve grafiklere aktarılmıştır. (Şekil 6.1 ÷ Şekil 6.27)

Şekil 6.1 ÷ Şekil 6.9 da deney sırasında ölçülen sıcaklık değerleri, pencere camının $H > l$, $H=l$ ve $H < l$ olması durumuna göre değişimi tek ve çift cama göre incelenmiştir. Pencere camı sıcaklıklarının x eksenine göre simetri teşkil etmesi nedeniyle grafiklerde sadece, camın orta ve kenarlarından birinin x yönündeki sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Bu gösterimlerde ayrıca S/W oranıda dikkate alınmıştır.

Şekil 6.1’de, tek camlı pencerede x boyutu ve sıcaklık değişimi $H/l = 1.75$, $S/W=1$ olması halinde x boyutunun artmasına bağlı olarak sıcaklık değerinin düştüğü görülmektedir. Dolayısıyla pencere camı yüzey sıcaklığının, tavana yakın bölgelerinde arttığı söylenebilir. Pencere cam yüzeyinin orta noktalardaki sıcaklık değerleri kenar noktalara göre daha yüksek bulunmuştur.

Şekil 6.2’de ise, aynı şartlar altında sadece S/W oranının değiştirilmesi durumu incelenmiştir. Bu oranın büyümesi durumunda, pencere camı yüzey sıcaklıklarının $S/W=1$ olması durumuna göre bir düşüş göstermektedir. Bu durum kullanılabilir hacmin azalması dolayısıyla toplam pencere alanının mahal hacmine göre artması ile ilişkilidir. Hacmin küçülmesi dolayısıyla pencere alanının büyümesi, pencere cam yüzeyinde meydana gelen ısı kaybının artışına yol açmaktadır.

Tek camlı $H/l=1$, $S/W=1$ ve $S/W=2$ olması durumunda yüzey sıcaklıklarının değişimi Şekil 6.3 ve Şekil 6.4’de görülmektedir. Benzer şekilde, Şekil 6.5 ve Şekil 6.6’da yatay pencere camındaki ($H/l=0.57$) sıcaklık dağılımı verilmiştir. Her iki pencere içinde elde edilen sonuçların Şekil 6.1 ve Şekil 6.2 için ifade edilen sonuçlara benzer olduğu ancak, $H/l=1$ ve $H/l=0.57$ olması durumunda sıcaklıkların dikey pencereye göre ($H/l=1.75$) daha düşük olduğu söylenebilir.

Tek cam sistemine benzer şekilde çift camlı pencere sistemi içinde sıcaklık değerleri belirlenmiş olup sadece $S/W=1$ olması durumu için elde edilen sıcaklık değerleri grafiklere aktarılmıştır. (Şekil 6.7 ÷ Şekil 6.9) Sıcaklık dağılımının tek camlı pencere

sistemine paralellik gösterdiği ve genel ifade ile x boyutunun artışıyla sıcaklığın düştüğü orta bölgede pencere yüzey sıcaklığının daha yüksek olduğu söylenebilir. Pencere camı yüzey sıcaklığının $H/l=0.57$ olması durumunda, en düşük sıcaklık değerleri elde edilmektedir. Ancak çift camlı sistemlerde $x = 0$ 'da elde edilen yüzey sıcaklığı, tek camlı pencere sistemine göre daha yüksek olduğu ve oda sıcaklığına yaklaştığı görülmektedir.

Böylece pencere yüzey sıcaklığının pencere geometrik şekli ile ilişkili olduğu sonucuna varılabilmektedir. Özellikle x boyutunun pencere cam yüzey sıcaklığına etkin olduğu ve ayrıca pencere genişliğinin de sıcaklık dağılımı açısından önem taşıdığı görülmektedir. Toplam pencere cam alanı / Toplam mahal alan oranı, pencere cam yüzey sıcaklığını etkilediği ve bu oranın artmasının yüzey sıcaklığını düşürdüğü görülmektedir.

Pencere camı üzerindeki sıcaklık dağılımının değişimi tesbit edildikten sonra, yüzey sıcaklıkları ve havanın fiziksel özellikleri dikkate alınarak Nusselt sayısının değişimi tesbit edilmiş ve grafiklere aktarılmıştır. (Şekil 6.19 ÷ Şekil 6.27)

Şekil 6.19 ÷ Şekil 6.21 arasında tek camlı pencere sistemlerinde, Nusselt sayısının $S/W=1$ olması durumu için x boyutuna bağlı olarak değişimi, sıcaklık değişimine zıt yönde arttığı ve azaldığı görülmektedir. Sıcaklık değişiminin x boyutuna bağlı olarak azalmasına karşılık Nusselt sayısı, x boyutunun artması ile artmaktadır. Nusselt sayısının H/l oranının yükselmesi ile arttığı ve kenar noktalardaki bu artışın orta noktalardan daha büyük olduğu görülmektedir.

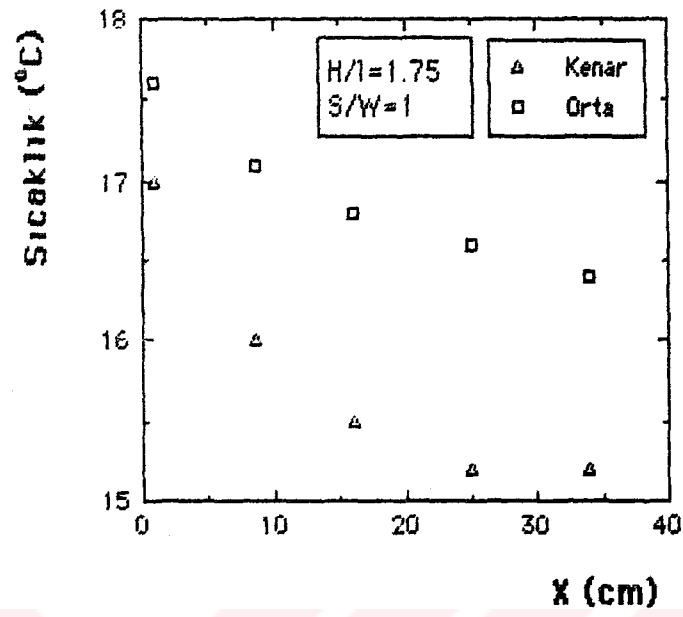
Aynı H/l oranlarında, S/W oranının büyütülmesi halinde Nusselt sayısının büyüdüğü Şekil 6.22 ÷ Şekil 6.24'de görülmektedir. Ancak diğer değişimler $S/W=1$ için elde edilen eğilimlere benzer şekilde değişmektedir. Şekil 6.25 ÷ Şekil 6.27'de çift camlı pencere sistemlerinde Nusselt sayısının x boyutu ile değişimi S/W oranının bire eşit olması durumu için verilmiştir. Bu sistemde Nusselt sayısının değişimi tek camlı sisteme benzer olduğu ancak genel olarak aynı şartlar altında Nusselt sayısının tek camlı sisteme göre daha düşük olduğu görülmektedir.

Gerek tek cam gerekse çift camlı pencere sistemlerinde x boyutunun artması ile Nusselt sayısının arttığı söylenebilir. Nusselt sayısının pencere camı üzerindeki sıcaklık dağılımına aksine büyümesi, x boyutunun Nusselt ifadesine girmesi nedeniyle bu boyutun etkin olmasından kaynaklanmaktadır.

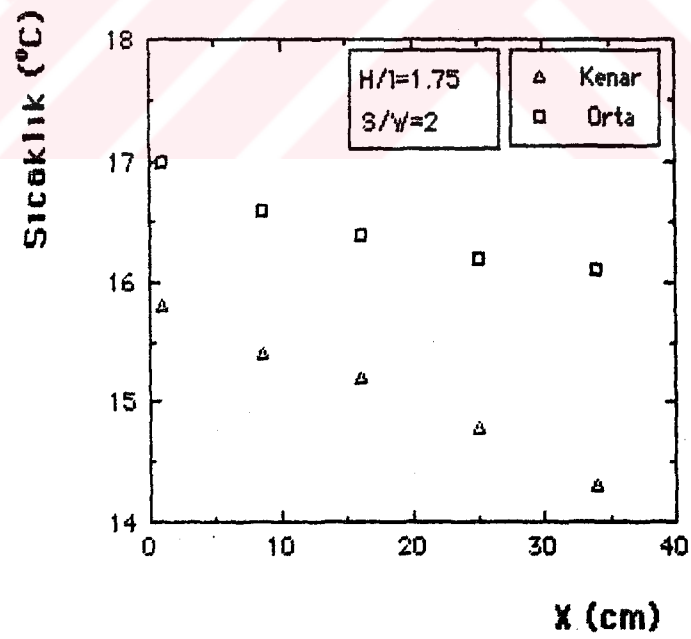
Grashof sayısı, akışın karakteristiğini belirtmekle birlikte Grashof sayısı ile Nusselt sayısının direk ilişkili olması nedeniyle x boyutu ile Grashof sayısı değişimi hem tek camlı hemde çift camlı pencere sistemi için tesbit edilerek grafiklere aktarılmıştır. (Şekil 6.10 ÷ Şekil 6.18) Elde edilen grafiklerin değişiminin Nusselt sayısına paralel bir değişim gösterdiği, özellikle S/W oranının artışıyla Grashof sayısının arttığı görülmektedir. (Şekil 6.13 ÷ Şekil 6.15) Yine benzer olarak çift camlı sistemlerde H/l oranının artmasıyla Grashof sayısının arttığı görülmektedir.

Deneyisel çalışmada pencere boyutları ile pencere yüzeylerindeki ortalama ısı taşınım katsayısı arasındaki ilişki incelenmiştir. H/l oranının artması ile h_m değerinin doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür. Pencere boyutu ile h_m değeri değişiminin, bulduğumuz x boyutu ile Grashof ve Nusselt sayıları arasındaki değişime paralellik teşkil ettiği görülmüştür.

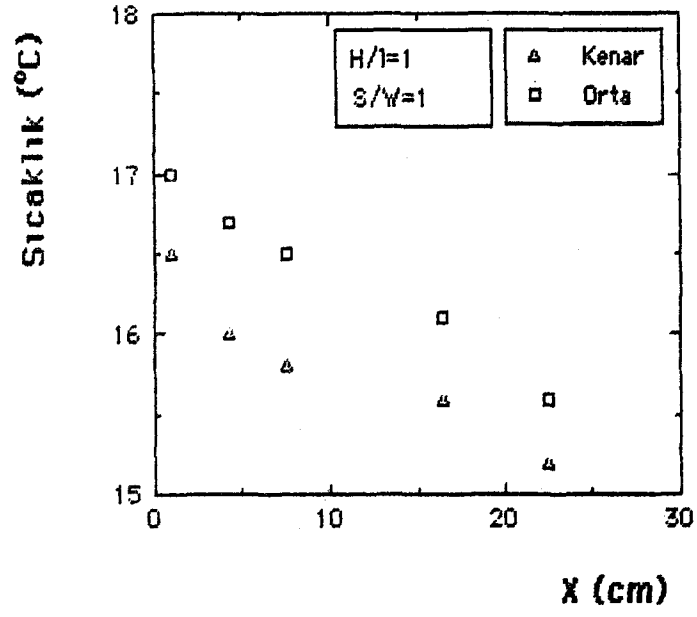




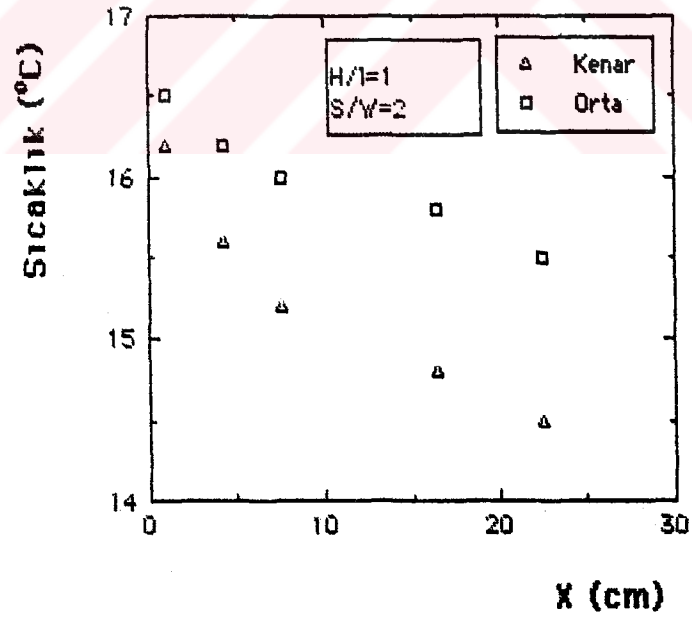
Şekil 6.1. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



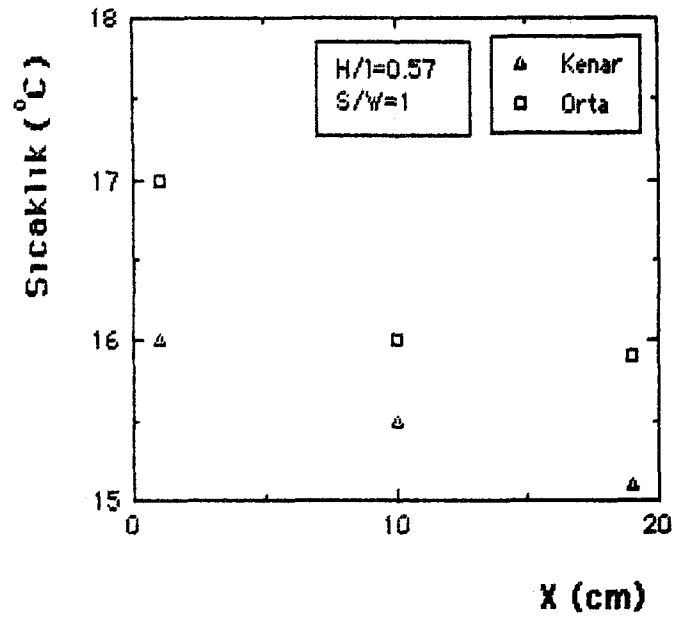
Şekil 6.2. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



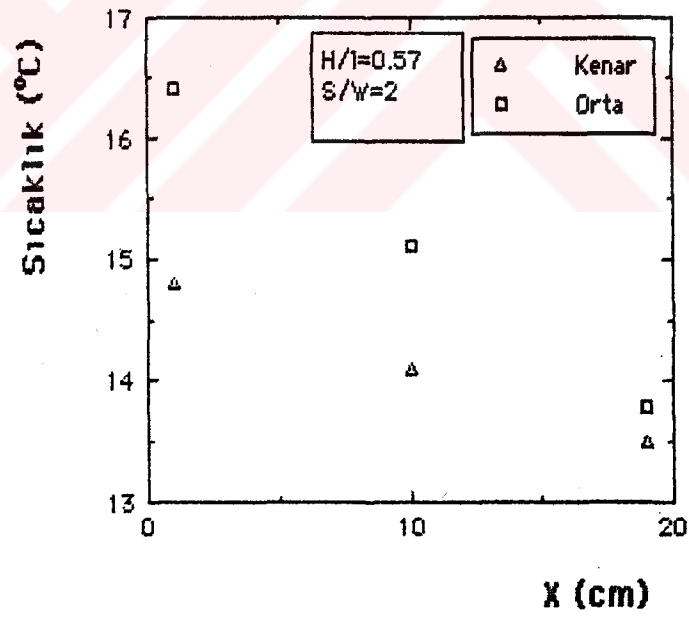
Şekil 6.3. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



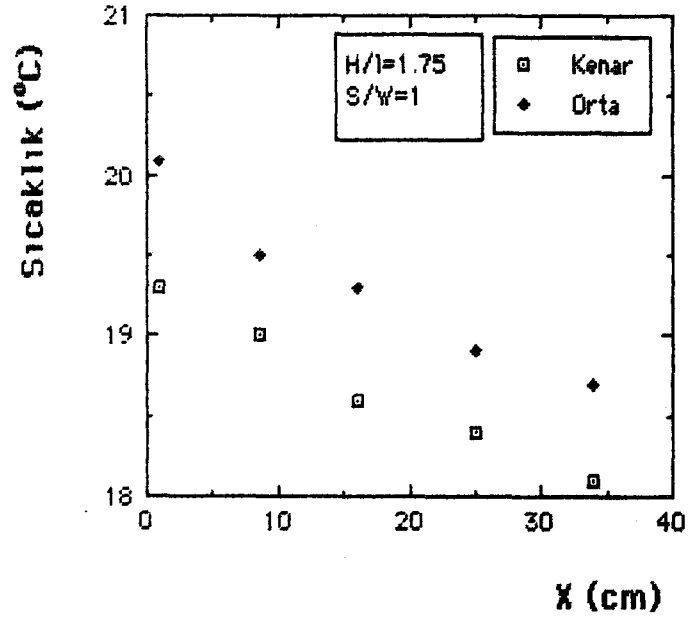
Şekil 6.4. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



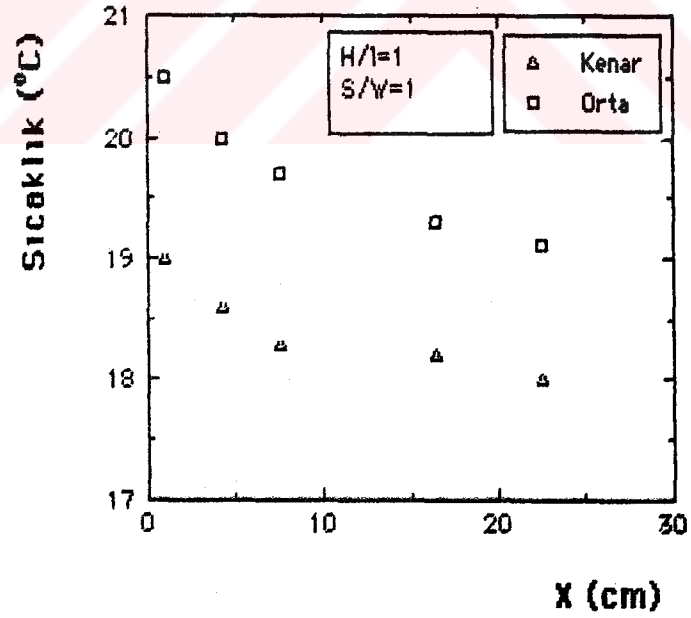
Şekil 6.5. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



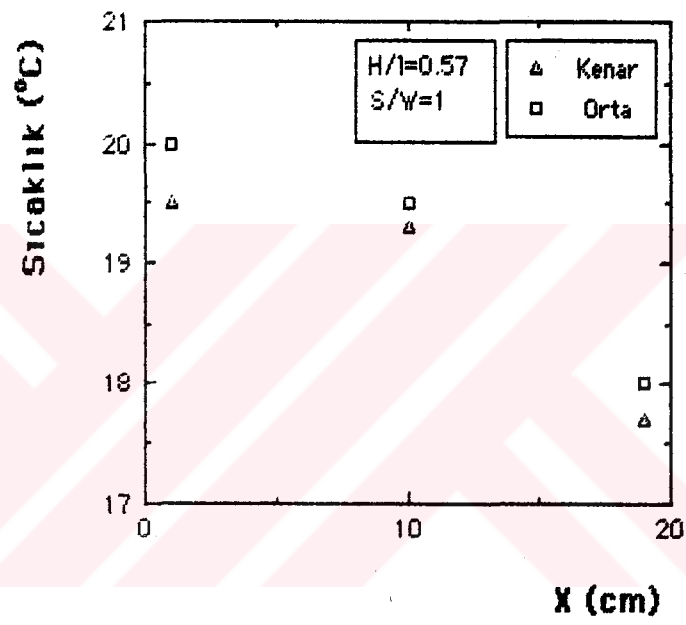
Şekil 6.6. Tek camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



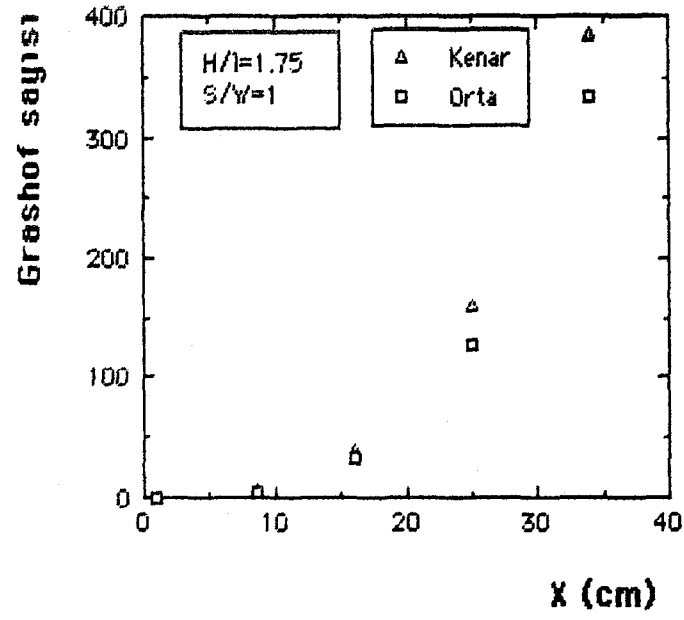
Şekil 6.7. Çift camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



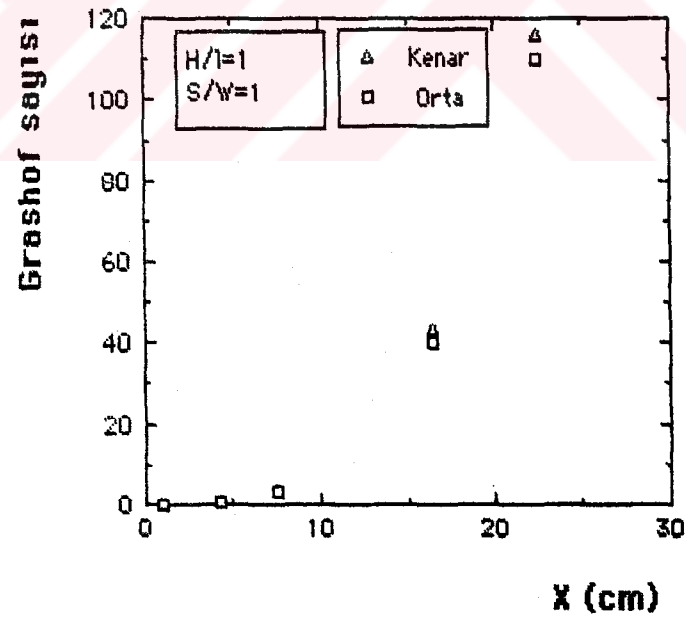
Şekil 6.8. Çift camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



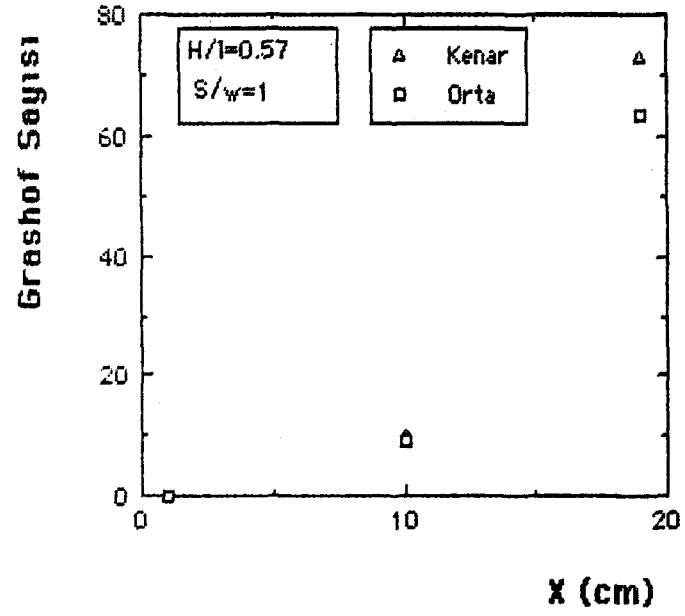
Şekil 6.9. Çift camlı pencerede X boyutu-sıcaklık değişimi



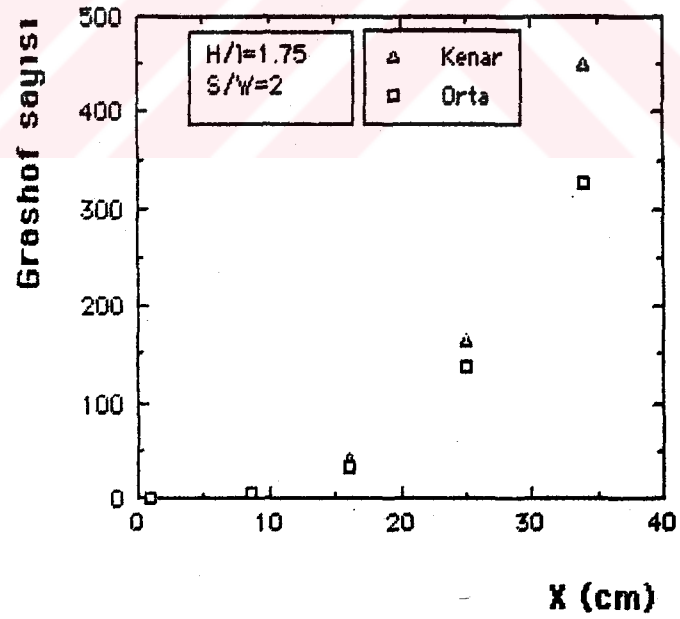
Şekil 6.10. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



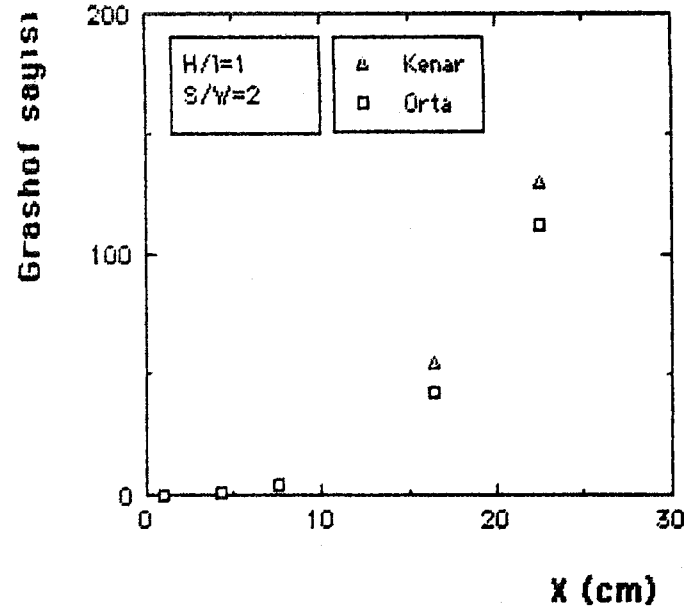
Şekil 6.11. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



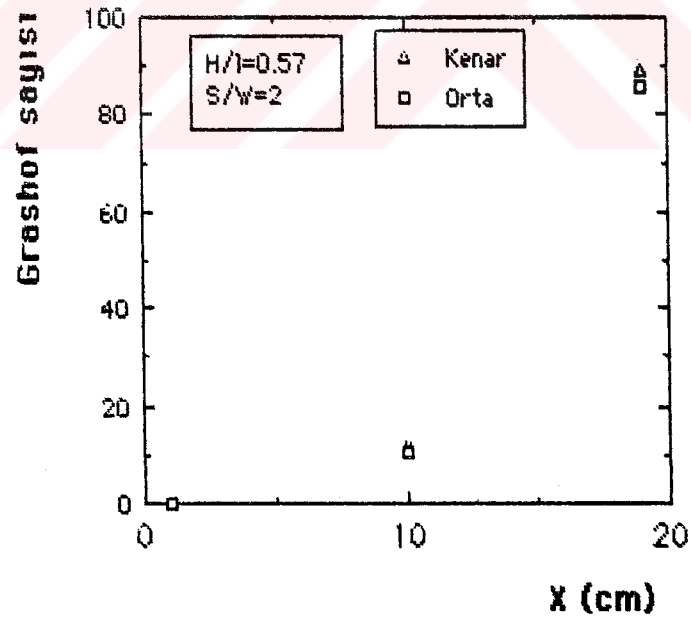
Şekil 6.12. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



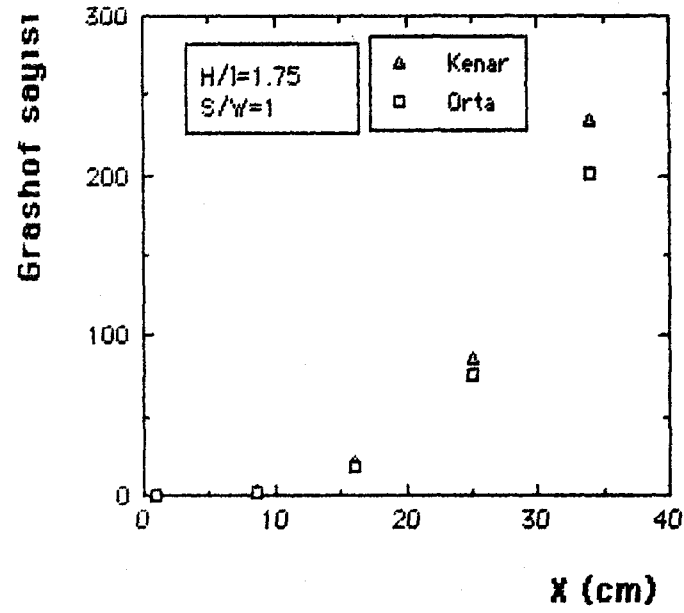
Şekil 6.13. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



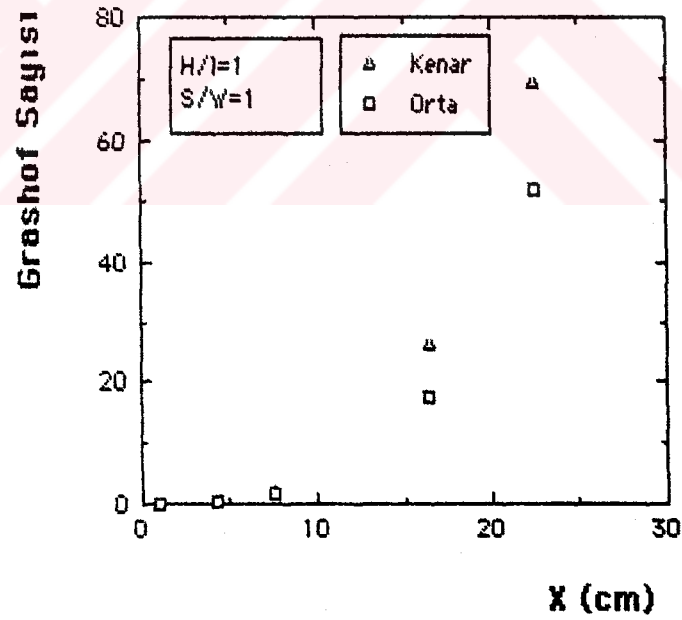
Şekil 6.14. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



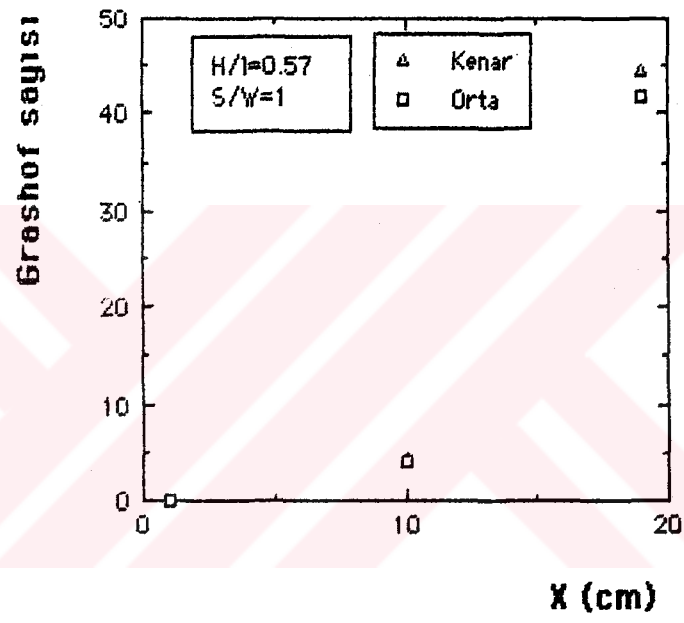
Şekil 6.15. Tek camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



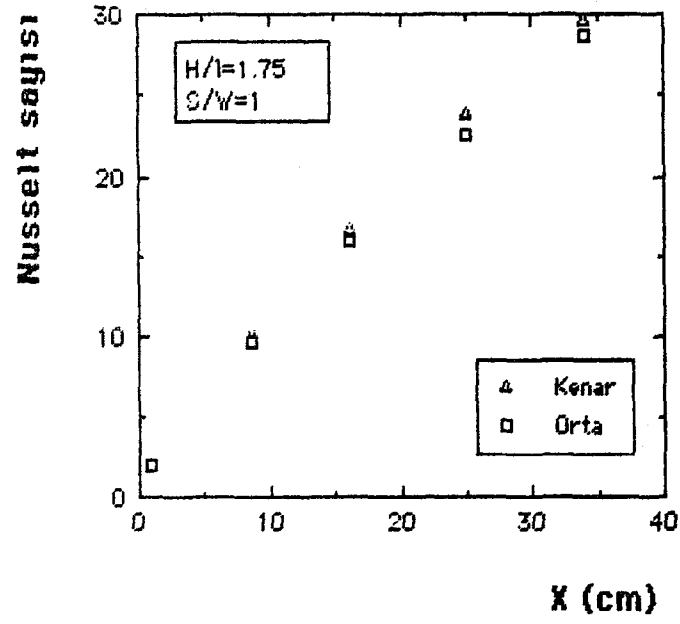
Şekil 6.16. Çift camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



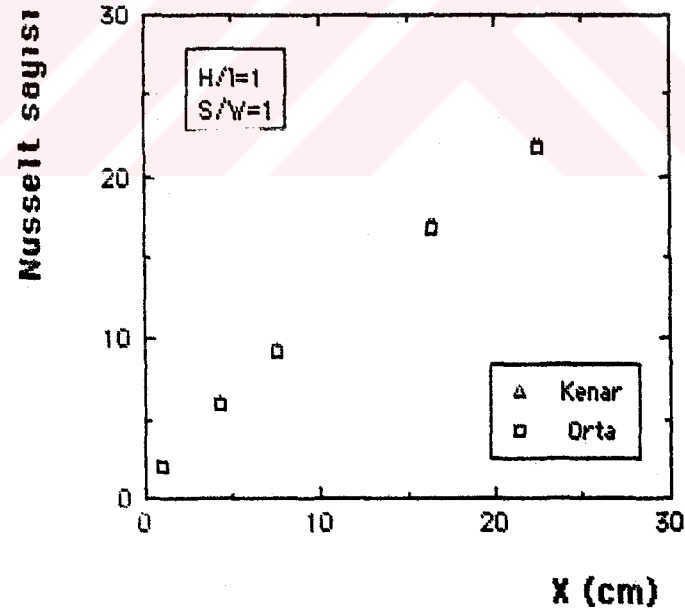
Şekil 6.17. Çift camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı değişimi



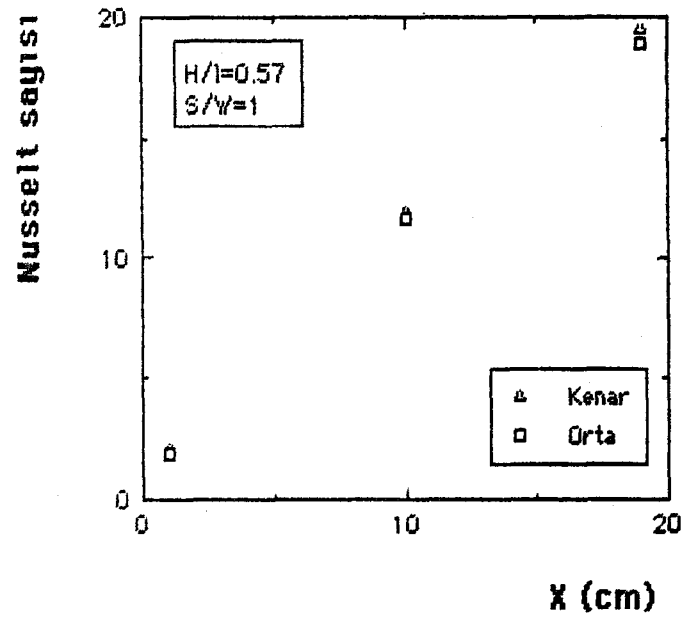
Şekil 6.18. Çift camlı pencerede X boyutu-Grashof sayısı ilişkisi



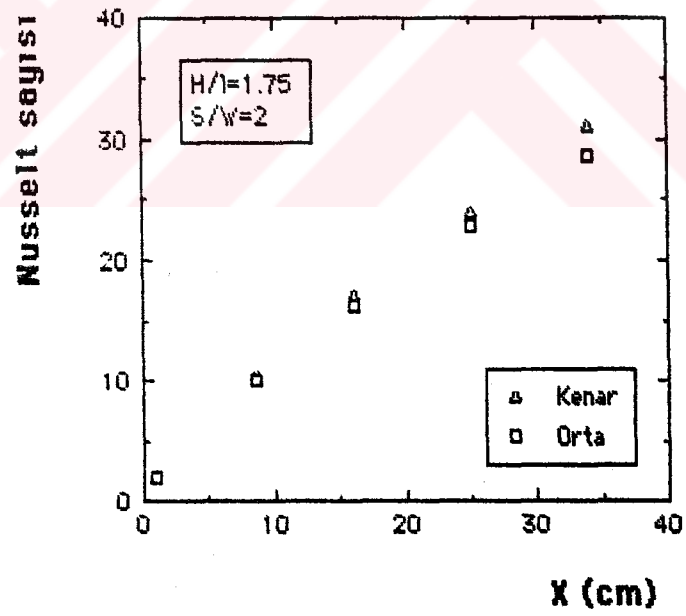
Şekil 6.19. Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



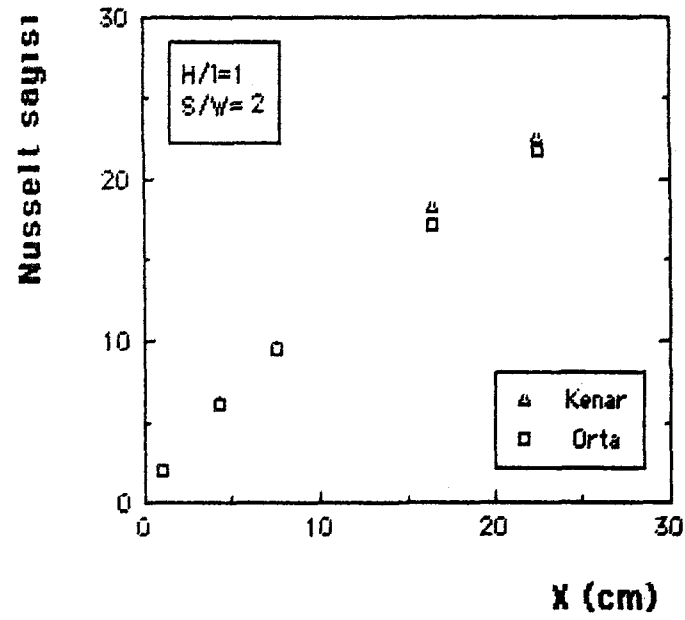
Şekil 6.20 Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



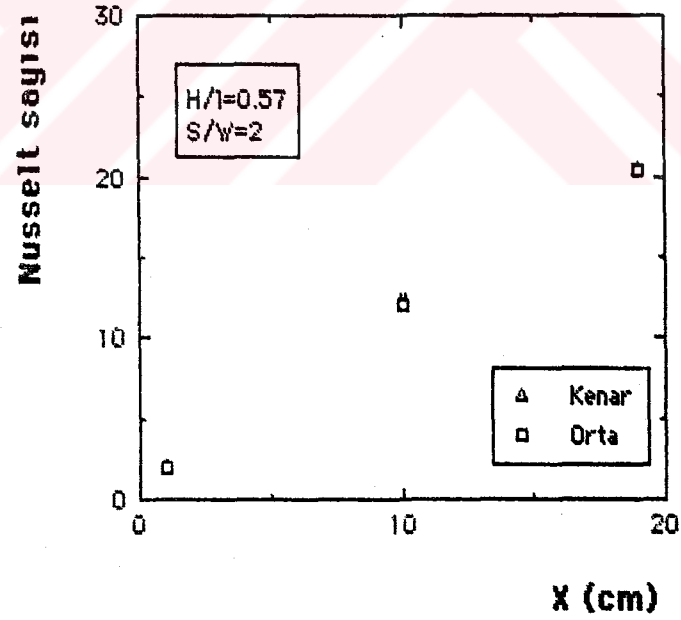
Şekil 6.21. Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



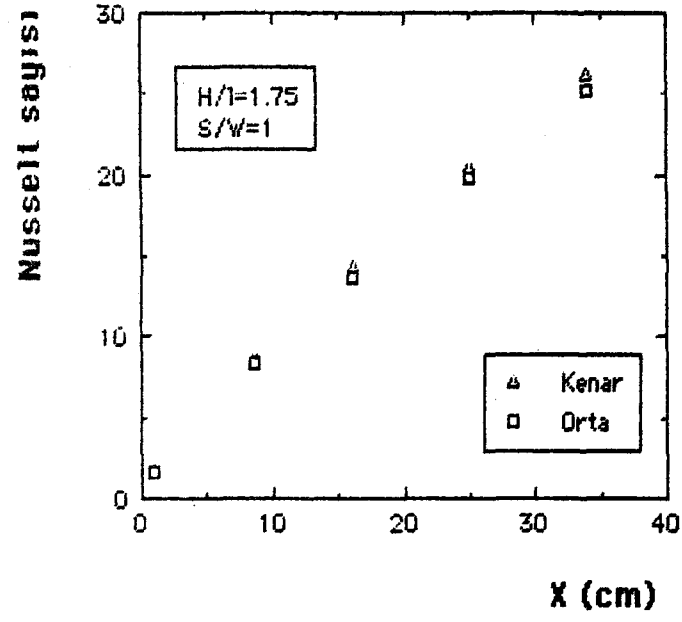
Şekil 6.22 Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



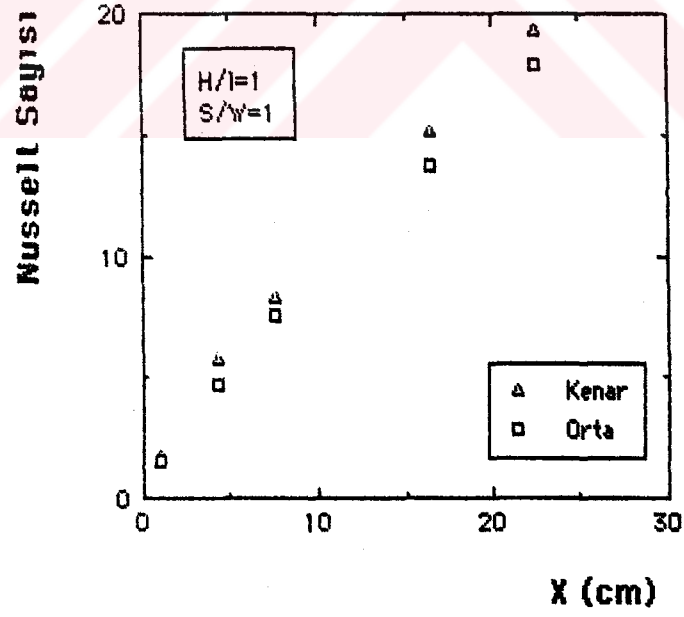
Şekil 6.23. Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



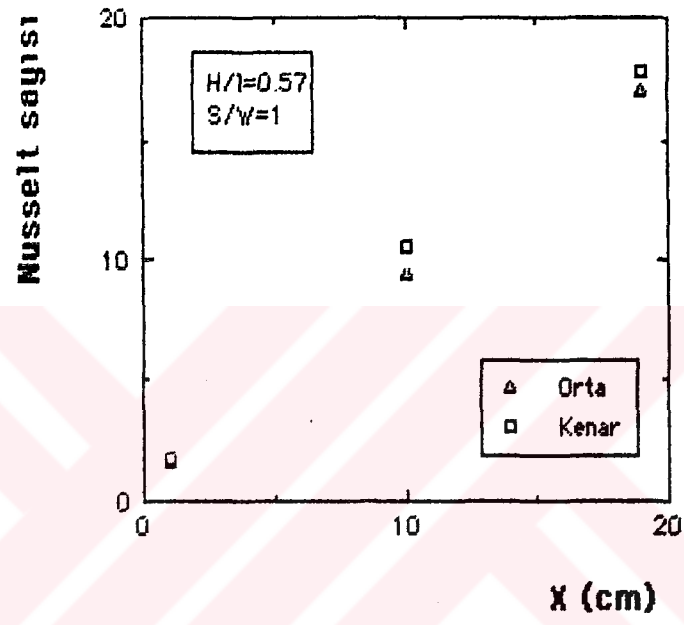
Şekil 6.24. Tek camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



Şekil 6.25 Çift camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



Şekil 6.26 Çift camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi



Şekil 6.27 Çift camlı pencerede X boyutu-Nusselt sayısı değişimi

BÖLÜM VII

7. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Yapılan deneysel çalışmada sonucunda, ısı kazanç açısından, pencere geometrik şeklinin, toplam pencere cam alanı / toplam duvar alan oranının, pencere yüzey şeklinin (tek camlı-çift camlı) önem taşıdığı görülmüştür. Aynı alanlı pencere sistemlerinde H/l oranının artmasıyla pencere sistemlerinde doğal taşınımın iyileştiği Grashof ve Nusselt sayısının arttığı dolayısıyla ısı kaybın büyüdüğü söylenebilir. Özellikle çift camlı sistemlerde, aynı termodinamik ve fiziksel özellikler altında tek camlı sistemlere göre ısı kaybı miktarı önemli ölçüde azalmaktadır.

Pencere camı x boyutunun doğal taşınımı ve dolayısıyla Grashof ve Nusselt sayılarını büyük oranda etkilediği görülmüştür. Bu nedenle Grashof ve Nusselt sayısının artmasıyla doğal taşınımın iyileşmekte ve taşınım ile olan ısı kaybı miktarı artmaktadır. Buradan H/l oranının büyük olması durumunda, pencere yüzeyinde meydana gelen hava akımının doğal taşınımına etkisinin büyük olduğu söylenebilir. Dolayısıyla bu tip sistemlerde Nusselt ve Grashof sayılarındaki karakteristik boyut pencere yüksekliği olmaktadır.

H , pencere camı uzunluğunun artması akışkanın sıcak ve soğuk yüzeyler boyunca daha uzun sürede yol almasına ve yüzeydeki sıcaklık gradyanının artmasına neden olmaktadır. Yine bu miktarın artırılması, dikey pencerede akışkanın sınır tabaka içinde akışını önemli ölçüde etkilemekte dolayısıyla pencere camının tavana yaklaştırılması ısı geçişinin arttırmakta veya tersi olan, pencere camının tavandan uzaklaştırılması ısı geçişinin azaltmaktadır.

Çalışmadaki ölçülerin hassasiyeti açısından, deney odasının ve pencere boyutlarının büyütülerek ölçümlerin sık aralıklı ve değişik iç-dış oda sıcaklıklarında yapılması, değişik yüzey şekillerinin (üç camlı v.s.), farklı kanat şekillerinin incelenmesi ilerdeki çalışmalarda, pencere camı ısı kaybını azaltması açısından yarar sağlayacaktır. Kış ayları için yapılan çalışmaların yaz aylarında da yapılması hem ısı kazanç hemde ısı kayıp açısından fayda sağlayacaktır.

Sonuç olarak ısı kazanç açısından, pencere sistemlerin H/I oranının küçültülmesi, pencere alanının toplam duvar alanına göre düşük tutulması ve yine düşük H/I oranlı çift camlı pencere kullanılmasının uygun olacağı saptanmıştır. Enerji maliyeti ve çevre kirliliğinden dolayı bu durumun dikkate alınarak enerjinin verimli bir şekilde kullanılması sağlanmalıdır. Enerjinin verimli kullanılması, bir taraftan ekonomiye katkı sağlarken diğer taraftan çevre kirliliğini asgari bir düzeye indirebilecektir.



KAYNAKLAR

ARASTEY, D.; HARTMANN, J.; and RUBIN, M.D., 1987. "Experimental Verification of A Model of Heat Trasfer Through Windows", **Ashrae Transactions**, Vol.93, Part 1, PP.1425-1431

ARASTEY, D.; REILLY, M.S.; and RUBIN, M.D., 1989. "A Versatile Procedure for Calculating Heat Transfer Through Windows", **Ashrea**, Vol.95, Part 2, PP:755-765

BİNAN, M., "**Doğramalar**", Cilt I, İSTANBUL, 1985

DAĞSÖZ, A.K., "**Türkiyede Derece -Gün Sayıları, Ulusal Enerji Tasarruf Poltikası, Yapılarda Isı Yalıtımı**", İSTANBUL, 1995

DAĞSÖZ, A.K., "**Isı Geçişi**", İSTANBUL, 1980

HOLMAN, J.P., "**Heat Transfer**", McGraw-Hill Book Company, TOKYO, 1968

INCROPERA, F.P.; and DEWITT, D.P., "**Fundamentals of Heat and Mass Transfer**", John Wiley and Sons, NEWYORK, 1990

KAKAÇ, S., "**Isı Transferine Giriş**", 1987

McCABE, M.E.; and HILL, D., 1987. "Filed Measurement of Thermal and Solar / Optical Properties of İnsulating Glass Windows", **Ashrea**, Part 1, PP.1409-1424

MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI, 1993. "**Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları**".

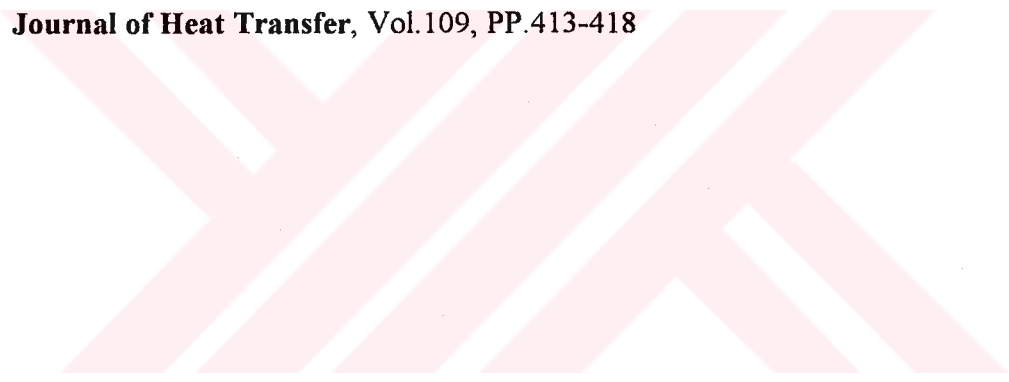
ÖZİŞİK, M.N., “**Heat Transfer A Basic Approach**”, McGraw-Hill Book Company, 1985

SMITH, T.F.; BECKERMANN, C.; and ADAMS, C.,1993. “A Numerical Simulation Model for Studying The Thermal Performance of Windows”, **Ashrae Transactions**, Vol.99, Part 2, PP. 585-596

TAYMAZ, H., “**Yapı Bilgisi**”, Cilt III, İSTANBUL, 1992

YILMAZ, T., “**Konveksiyonla Isı Transferinde Teori ve Uygulama**”, Çukurova Üniversitesi Yayını, ADANA, 1993

YANG, R.; and Yao, L.S., 1987. “Natural Convection Along A Finite Vertical Plate”, **Journal of Heat Transfer**, Vol.109, PP.413-418



A large, stylized, pink watermark of the letter 'X' is centered on the page. The 'X' is composed of two overlapping 'V' shapes, with a thin white gap between them.

E K L E R

EK-A

SABİT KATSAYILARI GÖSTEREN TABLOLAR

Tablo A.1 Pencere ve kapıların ısı geçirme katsayıları

PENCERELER VE KAPILAR	ISI GEÇİRME KATSAYISI (K) Kcal/m ² °C h
AHŞAP PENCERE VE KAPILAR	
Basit tek camlı pencere ve dış kapı	4.5
Özel birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 6 mm)	2.8
Özel birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 12 mm)	2.5
Camsız dış kapı	3.0
Bitişik (muntabık) çift kanatlı pencere ve dış kapı	2.2
Kasalı çift kanatlı pencere ve dış kapı	2.2
METAL PENCERE VE KAPILAR: (Hazır profillerinden ve en az iki binili)	
Basit tek camlı pencere ve dış kapı	5.0
Özel birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 6 mm)	3.4
Özel birleştirilmiş çift camlı pencere ve dış kapı (iki cam arası 12 mm)	3.1
Bitişik (muntabık) çift kanatlı pencere ve dış kapı	3.0
Kasalı çift kanatlı pencere ve dış kapı	2.8
Tepe penceresi(basit)	5.0
Tepe penceresi (çift)	3.0
PLASTİK (PVC) PENCERELER	
Basit tek camlı pencere	4.3
Özel birleştirilmiş çift camlı pencere	2.2

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.2 İç ve dış hava tarafındaki ısı taşınım katsayıları

Yüzey ve Isı Akımı Yönü	Isı taşınım Katsayısı(α) kcal/m ² h°C
(Hava akımı normal kapalı hacimlerde)	7
Duvar ve iç pencere yüzeyleri iç tarafında	10
Dış pencere yüzeyleri iç tarafında	
Isı akımı aşağıdan yukarıya olan döşeme yüzeyleri	7
Isı akımı yukarıdan aşağıya olan döşeme yüzeyleri	5
Dış yüzeylerde	20

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.3. Pencere ve kapı çerçevesinin hava sızdırma katsayısı

Malzeme	Pencere veya kapı şekli	a
Ahşap	Tek pencere	3.0
	Çift camlı pencere	2.5
	Çift pencere	2.0
Plastik çerçeve	Tek veya çift camlı pencere	2.0
	Tek pencere	1.5
Çelik veya metal çerçeve	Çift camlı pencere	1.5
	Çift pencere	1.2
İç kapılar	Eşiksiz kapılar	40.0
	Eşikli kapılar	15.0
Dış kapılar aynen pencere gibi hesaplanır.		

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.4. Entfiltrasyon aralığı tesbit tablosu

Yapının şekli	Pencere veya kapının yüksekliği -h-	$\omega = L/F$
Muhtelif çok kanatlı pencereler	0.50	7.20
	0.63	6.20
	0.75	5.30
	0.88	4.90
	1.00	4.50
	1.25	4.10
	1.50	3.70
	2.00	3.30
	2.50	3.0
İki kanatlı kapı	2.5	3.30
Tek kanatlı kapı	2.10	2.60

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.5. Oda durum katsayısı

Pencere Cinsi	İç kapı	$\frac{FA}{FT}$ (Dış pencere Alanı) / (İç kapıların alanı)	R
Tahta veya plastik pencere Çelik veya Metal pencere	Aralıklı	< 3	0.9
	Aralıksız	<1.5	
	Aralıklı	< 6	
	Aralıksız	<2.5	
Tahta veya plastik pencere Çelik veya Metal pencere	Aralıklı	3 ile 9	0.7
	Aralıksız	1.5 ile 3	
	Aralıklı	6 ile 20	
	Aralıksız	2.5 ile 6	

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.6. Bina durum katsayısı

Bölgenin durumu	Binanın durumu	H _e Katsayısı	
		Bitişik Nizam	Ayrık Nizam
Normal bölge	Mahfuz	0.24 ~	0.34
	Serbest	0.41 ~	0.58
	Çok Serbest	0.60	0.84
Rüzgarlı bölge	Mahfuz	0.41	0.58
	Serbest	0.60	0.84
	Çok Serbest	0.82	1.13

(Mak. Müh. Odas, 1993)

Tablo A.7. Atmosferik basınçta havanın fiziksel özellikleri

T, K	$\rho, \frac{kg}{m^3}$	$c_p, \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$	$\mu, \frac{kg}{m \cdot s}$	$\nu, \frac{m^2}{s} \times 10^6$	$k, \frac{W}{m \cdot K}$	$\alpha, \frac{m^2}{s} \times 10^4$	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924×10^{-5}	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	15.68	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	28.86	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705

(Özişik, 1985)