

YERDEN ISITMALI BİR ODADA YÜZEYLERDEKİ İŞİNİM VE TAŞINIM ISI TRANSFER KATSAYILARI ARASINDAKİ İLİŞKİ

Refet KARADAĞ*,

İsmail TEKE**

Bu çalışmada iki farklı yöntem kullanılarak yerden ısıtılan bir odada ışınlım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişki incelendi. Önce, "Fluent" programı yardımıyla farklı boyutlardaki ($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m) ve ısı şartlarındaki ($T_w=27-47^\circ\text{C}$, $T_d=15^\circ\text{C}$, $T_f=10-25^\circ\text{C}$) yerden ısıtılmalı odalarda yüzey ışınlım değerleri ihmal edilerek, $\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_f = 0$, taşınım ısı sayısal olarak hesaplandı. Daha sonra yüzey ışınlım değerleri hesaba katılarak ($\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_f = 0.9$) aynı şartlarda yüzeylerdeki ışınlım ısı, direnç devreleri yardımıyla teorik olarak hesaplandı. Literatürde taban, duvar ve tavan için taşınım ısı transfer katsayısını hesaplayan farklı eşilişkiler vardır. Ancak yüzeylerdeki ısı, ışınlım ve taşınım ısılarının toplamına eşittir. Bu çalışmada yüzeylerdeki ışınlım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki oranlar

$\left(\frac{h_{wr}}{h_{wc}}, \frac{h_{dr}}{h_{dc}}, \frac{h_{tr}}{h_{tc}}\right)$ oda boyutlarına ve ısı şartlarına bağlı olarak belirlendi. Bulgulara göre ısı transfer katsayıları arasındaki oran 0.8 ile 1.6 arasında değişmekte ve bu oran, tabanda sıcaklık farkının artmasıyla azalmakta, duvarlarda ve tavana ise artmaktadır. Tabandaki bu farklı davranış ısı transferi yönünün farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Anahtar sözcükler: Yerden ısıtma, doğal taşınım, kapalı ortamlarda ısı transferi

In this study the relation between the radiative and convective heat transfer coefficients in a floor heated room was investigated by using two different methods. First, the surface radiation values were neglected ($\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_f = 0$) in a floor heated room and the convective heat transfer over the surfaces was computed numerically in different room dimensions ($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m) and thermal conditions ($T_w=27-47^\circ\text{C}$, $T_d=15^\circ\text{C}$, $T_f=10-25^\circ\text{C}$) by using a general-purpose commercial computational fluid dynamics (CFD) package "Fluent". Then, by taking the surface radiation values into account ($\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_f = 0.9$), the radiative heat transfer among the surfaces has been calculated theoretically by using thermal resistance circuits at the same conditions. There are different correlations relevant to convective heat transfer coefficient over the floor, walls and ceiling in the literature. But the heat transfer over the surfaces consists of radiative and convective heat transfer. In this study the ratios of the radiative heat transfer coefficients to convective heat transfer coefficients

$\left(\frac{h_{wr}}{h_{wc}}, \frac{h_{dr}}{h_{dc}}, \frac{h_{tr}}{h_{tc}}\right)$ were determined, depending on room dimensions and thermal conditions. It was seen that the ratios of heat transfer coefficients vary between the 0.8 and 1.6 and when the temperature difference increases the ratios decrease over the floor but increase over the walls and the ceiling. This different behaviour observed for the floor results from the direction of heat transfer.

Keywords: Floor heating, natural convection, heat transfer in enclosures

* Harran Üniversitesi Makina Müh. Bölümü

** Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Müh. Bölümü

GİRİŞ

Yerden ısıtma sistemleri diğer ısıtma sistemlerine göre ekonomik ve konfor açısından daha avantajlı olduğundan son zamanlarda değişik uygulama alanlarında kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu sistemlerde oda içerisinde yükseklik boyunca sıcaklık değişimi ve konfor sıcaklığı düşük olduğundan ısıtma maliyeti diğer ısıtma sistemlerine göre daha düşüktür [1-3]. Ayrıca yerden ısıtma sistemlerinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımının homojen olması ve ani dış sıcaklık düşüşlerinde sistemin fazla etkilenmemesinden dolayı diğer sistemlere nazaran daha konforlu bir iç ortam oluşturulabilmektedir [4].

Literatürde, yerden ısıtma sistemi ile ilgili yapılan çalışmalar genel olarak: oda iç ortam sıcaklığının sabit değerde tutulması için uygun kontrol yöntemlerinin seçimi, tabandaki örtü malzemelerinin ısı transferine etkisi, modelleme ve benzeşim, farklı çalışma şartlarında yüzeylerdeki taşınım ısı transfer katsayılarının belirlenmesi gibi konular üzerinde yoğunlaşmıştır. İç ortam sıcaklığının dengeli hale getirilmesi için değişik kontrol yöntemleri vardır. Termostatın oda sıcaklığına ayarlanması, dış ortam sıcaklığına ayarlanması, sıcak su deposundaki su sıcaklığına ayarlanması veya su debisinin değiştirilmesi gibi farklı yöntemlerle oda sıcaklığı kontrol edilebilir. Literatürde [5-8], bu yöntemler farklı çalışma şartlarında sıcaklık kontrolü açısından karşılaştırılmıştır.

Yerden ısıtma sisteminde, taban sıcaklığı azami konfor sıcaklığı ile sınırlıdır. Genelde projelendirme yapılırken azami taban sıcaklığı göz önüne alınır. Ancak tabana konulan halı, mobilya gibi eşyalar taban sıcaklığının ve ısı yükünün düşmesine neden olmaktadır. Literatürde [9-11], tabana konulan değişik örtü malzemelerinin taban sıcaklığına, oda sıcaklığına ve ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Yerden ısıtma sistemlerinin modellenmesi ve benzeşim konularında da bazı çalışmalar yapılmıştır [12-17]. Bu ısıtma sistemi ile ilgili yapılan bazı çalışmalarda ise değişik oda ısı şartlarında oda yüzeylerinden taşınım ısı transferi incelenmiştir [18-25]. Çalışmalarda sadece taşınım ısı göz önüne alınarak taşınım ısı transfer katsayısını hesaplayan eşilişkiler verilmiştir. Yüzey taşınım ısı transfer katsayısı için literatürde verilen bazı eşilişkiler Çizelge 1'de görülmektedir.

Çizelge 1. Yerden Isıtılmalı Oda Yüzeyleri İçin Literatürde Verilen Eşilişkiler

| Korelasyonlar | | | Çalışma şartları | Kaynak |
|--|--|---|---|---------|
| Taban | Duvar | Tavan | | |
| ----- | $h_{dc} = 2.1(T_i - T_d)^{0.23}$ | ----- | 2.35x2.1x2.95m $T_i - T_d = 5\text{ }^\circ\text{C}$ (Deneysel) | [19] |
| $h_{wc} = (1 - 2.22 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{2.627} \cdot \left(\frac{4.96}{L_w}\right)^{0.08} \cdot 2.12 \cdot (T_w - T_i)^{0.31}$ | ----- | ----- | Analitik çalışma | [20] |
| $h_{wc} = 3.08 \cdot (T_w - T_i)^{0.25}$ | ----- | ----- | 3.4x2.6x4m (Deneysel) | [21] |
| $Nu_w = 0.33 \cdot Ra_w^{0.33}$ $h_{wc} = \frac{2.416 \cdot (T_w - T_i)^{0.31}}{L_w^{0.08}}$ | $Nu_d = 0.22 \cdot Ra^{0.32}$ $h_{dc} = \frac{1.873(T_i - T_d)^{0.32}}{H^{0.05}}$ | $h_{tc} = \frac{3.21(T_i - T_t)^{0.28}}{L_t^{0.16}}$ | 3.6x2.4x7.35m (Deneysel) | [22,23] |
| ----- | $h_{dc} = \frac{4.622 \cdot (T_i - T_d)^{0.05}}{H^{0.85}}$ | $Nu_t = 0.71 \cdot Ra_t^{0.255}$ $h_{tc} = \frac{0.203 \cdot (T_i - T_t)^{0.2}}{L_t^{0.24}}$ | $Ra_i = 10^9 - 10^{11}$ 3.6x2.4x7.35m 3.6x3.6x7.35m 3.6x2.4x3.6m | |
| ----- | $h_{dc} = 2.1 \cdot (T_i - T_d)^{0.23}$ | ----- | 2.35x2.08x2.9m $T_i - T_d = 5\text{ }^\circ\text{C}$ | |
| $Nu_w = 0.54 \cdot Ra_w^{0.25}$ | ----- | ----- | $10^5 < Ra_w < 2 \cdot 10^7$ | [24] |
| ----- | ----- | $Nu_t = 0.15 \cdot Ra_t^{1/3}$ | $2 \cdot 10^7 < Ra_t < 3 \cdot 10^{10}$ | |
| ----- | $h_{dc} = 2.02(T_i - T_d)^{0.24}$ | $h_{tc} = 2.52(T_i - T_t)^{0.15}$ | 2.95x2.08x2.35m | [25] |

Çizelge 1.' de verilen eşilişkiler ışıınım ısıısının etkisini içermediğinden sadece taşınım ısıısının hesabında kullanılmaktadırlar. Yüzeylerdeki ışıınım ve taşınım ısııları arasındaki etkileşimden dolayı toplam ısıının hesaplanması oldukça karmaşıktır. Çünkü ışıınım ısıısının hesaplanabilmesi için yüzey sıcaklıklarının bilinmesi gerekir. Ancak yüzey sıcaklıkları taşınım ısıısına bağılı olarak değıştığı gibi, taşınım ısıı transfer katsayısının bilinmesi için de yüzey sıcaklıklarının bilinmesi gerekir. Bu nedenle yüzeylerdeki toplam ısıının bir tek denklemlle kolaylıkla hesaplanabilmesi için yüzey ışıınım değıerleri ile taşınım değıerleri arasındaki ilişkinin bilinmesinde yarar vardır. Halifa [23], yerden ısııtılmalı bir odada taban ısıısının yaklaşık olarak üçte ikisinin ışıınımla, üçte birinin ise taşınımla transfer edildiğini belirtmiştir. Ancak bu oran çalışma şartlarına bağılı olarak değışmektedir. Bu nedenle farklı ısııl şartlarda

oda yüzeylerindeki ışıınım ısııları ile taşınım ısııları arasındaki eşilişki belirlenmelidir.

Bu çalışmada yüzeylerdeki ısıı taşınım değıerleri Fluent programı yardımıyla, ışıınım ısııları ise ısııl direnç devreleri yardımıyla teorik olarak hesaplandıktan sonra toplam ısıı,

$$\begin{aligned}
 Q_w &= Q_{wc} + Q_{wr} = A_w \cdot h_{wc} \cdot (T_w - T_i) + A_w \cdot h_{wr} \cdot (T_w - T_i) = \\
 &A_w \cdot h_{wc} \cdot (T_w - T_i) \cdot \left(1 + \frac{h_{wr}}{h_{wc}}\right) \\
 Q_d &= Q_{dc} + Q_{dr} = A_d \cdot h_{dc} \cdot (T_i - T_d) + A_d \cdot h_{dr} \cdot (T_i - T_d) = \\
 &A_d \cdot h_{dc} \cdot (T_i - T_d) \cdot \left(1 + \frac{h_{dr}}{h_{dc}}\right) \\
 Q_t &= Q_{tc} + Q_{tr} = A_t \cdot h_{tc} \cdot (T_i - T_t) + A_t \cdot h_{tr} \cdot (T_i - T_t) = \\
 &A_t \cdot h_{tc} \cdot (T_i - T_t) \cdot \left(1 + \frac{h_{tr}}{h_{tc}}\right)
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

şeklinde ifade edilerek farklı oda ısı şartlarında ışınlım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki oran

$(\frac{h_{wr}}{h_{wc}}, \frac{h_{dr}}{h_{dc}}, \frac{h_{tr}}{h_{tc}})$ belirlendi. Gerçek anlamda ışınlım sadece

yüzeyler arasında olduğundan, oda sıcaklığı yüzey ışınlım değerlerinin belirlenmesinde etkili bir parametre değildir. Ancak bu çalışmada oda içerisinde ek bir ısıtıcının olmadığı düşünüldüğünden, oda sıcaklığı sadece yüzey sıcaklıklarının değişmesinden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle yüzey sıcaklıkları ile oda sıcaklığı arasındaki fark, yüzey sıcaklıklarının etkisini dolaylı olarak içermektedir. Bu bakımdan toplam ısınlımın hesaplanmasını kolaylaştırmak için, eşitlik 1.1.'de görüldüğü gibi ışınlım ve taşınım ısıları benzer biçimde ifade edilmiştir.

ÇALIŞMA ŞARTLARI ve YÖNTEM

Bu çalışmada sayısal ve teorik yöntemler kullanılarak, yerden ısıtılmalı bir oda için farklı ısı şartlarında yüzeylerdeki taşınım ve ışınlım ısıları arasındaki ilişki incelendi. Önce yüzey ışınlım ısıları göz önüne alınmadan ($\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_t = 0$) farklı ısı şartlarında yüzeylerdeki taşınım ısıları sayısal olarak incelendi. Daha sonra $\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_t = 0.9$ seçilerek aynı şartlarda yüzey ışınlım ısıları direnç devreleri yardımıyla teorik olarak hesaplandı.

Sayısal çözümlerin yapılmasında "Fluent" programından yararlanıldı. Fluent programı sonlu fark yöntemine göre çözüm yapmaktadır. Buna göre sıcaklıklar için bir ilk değer verilerek çözüme başlanır. Sonuçlar enerji, kütle ve momentum denklemlerine göre kontrol edilerek gerektiğinde sıcaklık değerleri değiştirilir. Son iki işlem arasındaki fark (residual) belirli bir değer altında kalıncaya kadar işlem devam ettirilir. Momentum, türbülans ve enerji için farklı residual değerlerinde hesaplanan Nusselt sayıları karşılaştırılarak uygun residual değerleri: momentum ve türbülans için 10^{-3} , enerji için ise 10^{-6} olarak belirlendi ve çözümler buna göre yapıldı. Havanın dört farklı sıcaklıktaki fiziksel özellikleri (özgül ısı, dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı ve yoğunluk) tablolardan seçilerek ara sıcaklıklar için enterpolasyon yöntemi kullanıldı. Oda taban boyutları 1-6 m, duvar

yükseklikleri ise 1-3.25 m arasında değiştirildi. Duvarlar 15°C sabit sıcaklıkta tutularak çözümler farklı tavan sıcaklıklarında ($T_t = 10 - 25^\circ\text{C}$) tekrarlandı. Çalışma, $27-47^\circ\text{C}$ arasında değişen farklı taban sıcaklıklarında yapıldı. Taban sıcaklıklarının geniş aralıkta seçilme nedeni, elde edilen sonuçları yerden ısıtmanın farklı uygulamalarında (konutlar ve kümesler gibi) kullanabilmektir. Çünkü literatürde, konutlar için azami taban sıcaklığı 29°C [4, 20], kümesler için ise 38.4°C [26] olarak verilmektedir.

Sayısal çözümde izlenen adımlar aşağıda verilmiştir:

1. Yerden ısıtılmalı odanın üç boyutlu şeklinin Gambit programında ölçekli olarak çizilmesi, uygun biçimde hücrelere ayrılması, hacmin katı veya akışkan olduğunun belirlenmesi ve yüzeylerin sınır şartlarına uygun adlandırılması

2. Yüzeylerin sınır şartlarının belirlenmesi. Fluent programında oda yüzeylerinin sınır şartları dört şekilde tanımlanabilmektedir. Sabit sıcaklık, sabit ısı akısı, taşınım ve taşınım-ışınlımın birlikte tanımlanması. Bu çalışmada yüzeyler sabit sıcaklık sınır şartına göre tanımlandı. Yüzeylerde ışınlım ısıları hesaba katılmadı ($\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_t = 0$ seçildi).

3. Oda yapı malzemeleri ve oda havasının fiziksel özelliklerinin tanımlanması. Oda havasının fiziksel özellikleri (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite) dört farklı sıcaklık için tablolardan seçilerek aradaki sıcaklık değerlerinde enterpolasyon yöntemiyle hesaplama yapacak şekilde tanımlandı.

4. Model için çözüm yönteminin belirlenmesi. Fluent programında "Segregated" ve "Coupled" olarak bilinen iki farklı yöntem ile çözüm yapılabilir. Segregated yönteminde, iterasyonun her bir adımında elde edilen her bir değerlerin süreklilik, enerjinin korunumu ve türbülans açısından uygun olup olmadığı kontrol edilerek bir sonraki adım buna göre belirlenir. Coupled yönteminde, iterasyonun her bir adımında hesaplanacak olan bütün değerler belirlendikten sonra bu değerlerin süreklilik, enerjinin korunumu ve türbülans açısından uygun olup olmadığı kontrol edilir ve bir sonraki adım buna göre belirlenir. Her iki çözüm yöntemi ile yapılan farklı çözümlerde sonuçlar arasındaki fark % 1' in altında

olmasına karşın segregated yönteminde daha hızlı çözüm elde edildiğinden çalışmada segregated yöntemi kullanıldı.

5. Çözüm için akış modelinin tanımlanması. Fluent programında laminar ve türbülanslı akış modelleri ile çözüm yapılabilmektedir. Çalışma türbülanslı bölgede yapıldı ve K-Epsilon standart türbülans modeli kullanıldı.

6. İterasyon sonuçlarının kontrolü için çözüm kriterlerinin belirlenmesi. Bu çalışmada iterasyon sonuçları momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin sağlanması kriterine dayandırıldı.

7. İterasyonun tamamlanması için başarılı olan son iki çözüm arasındaki farkın (rezidüal değerlerin) belirlenmesi.

8. Çözüm sonuçlarının elde edilmesi. Yüzey sıcaklıkları bilindiği için program tarafından her bir sonlu hacimdeki sıcaklık değerleri ve ortalama oda sıcaklığı hesaplanır. Sıcaklık değerlerinden yararlanarak yüzeylerdeki taşınım ısı hesaplandıktan sonra ısı taşınım katsayıları ve Nusselt değerleri bulunur.

Yüzey ısıtım ısıları denklem 2.1.' de görüldüğü gibi direnç devreleri yardımıyla teorik olarak hesaplandı. Yüzeylerin difüz, üniform sıcaklıklarda ve yayma katsayılarının ise bütün yüzey boyunca sabit olduğu kabul edildi. Ayrıca yapı malzemeleri için yayma katsayısı ($\varepsilon = 0.9$) olduğundan [27] bütün yüzeylerin yayma katsayıları eşit ve $\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_t = 0.9$ olarak alındı. Şekil faktörleri ise hazır şekiller [27] ve denklem 2.2. kullanılarak bulundu.

$$\begin{aligned} \frac{E_{bw} - J_w}{1 - \varepsilon_w} + \frac{J_t - J_w}{1} + \frac{J_d - J_w}{1} = 0 & \quad Q_{wr} = \frac{E_{bw} - J_w}{\varepsilon_w \cdot A_w} \\ \frac{E_{bd} - J_d}{1 - \varepsilon_d} + \frac{J_t - J_d}{1} + \frac{J_w - J_d}{1} = 0 & \quad E_{bw} = \sigma \cdot T_w^4 \quad Q_{dr} = \frac{J_d - E_{bd}}{1 - \varepsilon_d} \\ \frac{E_{bt} - J_t}{1 - \varepsilon_t} + \frac{J_w - J_t}{1} + \frac{J_d - J_t}{1} = 0 & \quad E_{bd} = \sigma \cdot T_d^4 \quad E_{bt} = \sigma \cdot T_t^4 \quad Q_{tr} = \frac{J_t - E_{bt}}{1 - \varepsilon_t} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$A_w \cdot F_{wr} = A_t \cdot F_{tw} \quad F_{wd} + F_{wt} = \quad (2.2)$$

$$F_{td} + F_{tw} = 1 \quad F_{dw} + F_{dd} + F_d$$

Denklem 2.1. ve 2.2.' den yüzeylerdeki J_w , J_d ve J_t değerleri bulunduktan sonra ısıtım ısıları hesaplanır. $L \times H \times L = 6 \times 3.25 \times 6 \text{ m}$, $T_w = 27^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$ ve $T_t = 10^\circ \text{C}$ şartlarında ısı direnç üçgenleriyle elde edilen sonuçlar örnek olarak aşağıda görülmektedir.

$$E_{bw} = 459(\text{W} / \text{m}^2) \quad J_w = 451(\text{W} / \text{m}^2) \quad Q_{wr} = 2459(\text{W})$$

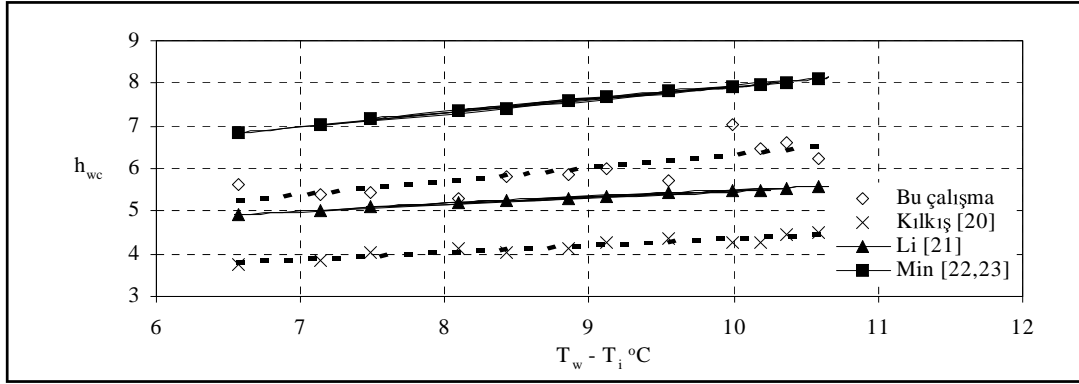
$$E_{bd} = 390(\text{W} / \text{m}^2) \quad J_d = 391(\text{W} / \text{m}^2) \quad Q_{dr} = 879(\text{W})$$

$$E_{bt} = 363(\text{W} / \text{m}^2) \quad J_t = 368(\text{W} / \text{m}^2) \quad Q_{tr} = 1580(\text{W})$$

ELDE EDİLEN BULGULAR ve DEĞERLENDİRME

Farklı oda boyutları ve ısı şartları için yüzey taşınım ısıları sayısal olarak, ısıtım ısıları ise ısı direnç devreleri kullanılarak hesaplandı. Sayısal olarak bulunan taban ısı taşınım katsayıları ile literatürdeki denklemlerden bulunan ısı taşınım katsayıları Şekil 1.' de karşılaştırılmıştır.

Denklem 1.1.' den yüzeylerdeki toplam ısıyı bulabilmek için ısıtım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişki $(\frac{h_{wr}}{h_{wc}}, \frac{h_{dr}}{h_{dc}}, \frac{h_{tr}}{h_{tc}})$ belirlendi. Çözümler 27, 37 ve 47 °C lik üç farklı taban sıcaklığı için yapıldı. Her bir yüzey için elde edilen değerler yüzey sıcaklığı ile oda sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak elde edildi. Elde edilen sonuçlar taban için Şekil 2, 3, 4' te, duvarlar için Şekil 5, 6, 7' de, tavan için ise Şekil 8, 9, 10' da görülmektedir. Yüzey sıcaklıkları ile oda sıcaklığı arasındaki fark arttığında yüzeylerdeki taşınım ısı artmaktadır. Ayrıca tavan sıcaklıklarının değişmesinden dolayı (oda sıcaklığındaki değişme tavan sıcaklığındaki değişmeden kaynaklanıyor) yüzeylerdeki ısıtım ısı da değişmektedir. Ancak ısıtım ve taşınım ısı transfer katsayılarındaki artış oranları farklı olabilir. Şekil 2, 3, 4' te görüldüğü gibi taban sıcaklığı ile oda sıcaklığı arasındaki fark arttığında ısıtım ısı transfer katsayısının taşınım ısı transfer katsayısına oranı azalmaktadır. Bunun anlamı

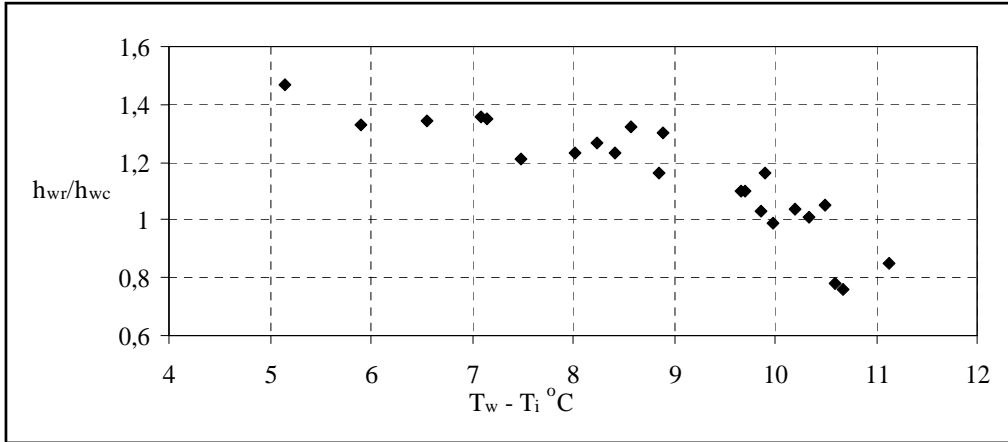


Şekil 1. Tabandaki Isı Taşınım Katsayısının Sıcaklık Farkına Göre Değişimi

($L=4-6$ m, $H=2.5-3.25$ m, $T_w=27$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)

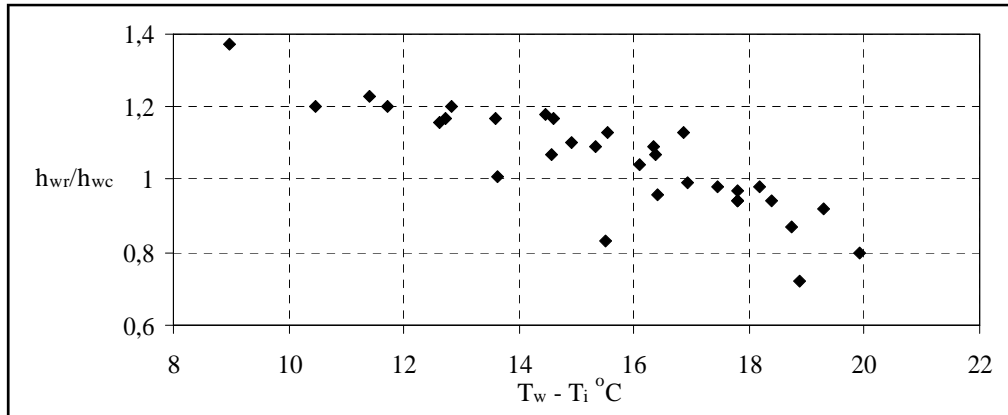
sıcaklık farkının artmasından dolayı ışıınım ısı transfer katsayısındaki artış taşınım ısı transfer katsayısındaki artıştan daha azdır. Şekil 5-10' da görüldüğü gibi duvar ve tavan sıcaklıkları ile oda sıcaklığı arasındaki fark

arttığında ışıınım ısı transfer katsayısının taşınım ısı transfer katsayısına oranı artmaktadır. Bu demektir ki, duvarlar ve tavanda sıcaklık farkından dolayı ışıınım ısı transfer katsayılarındaki artış taşınım ısı transfer katsayılarındaki



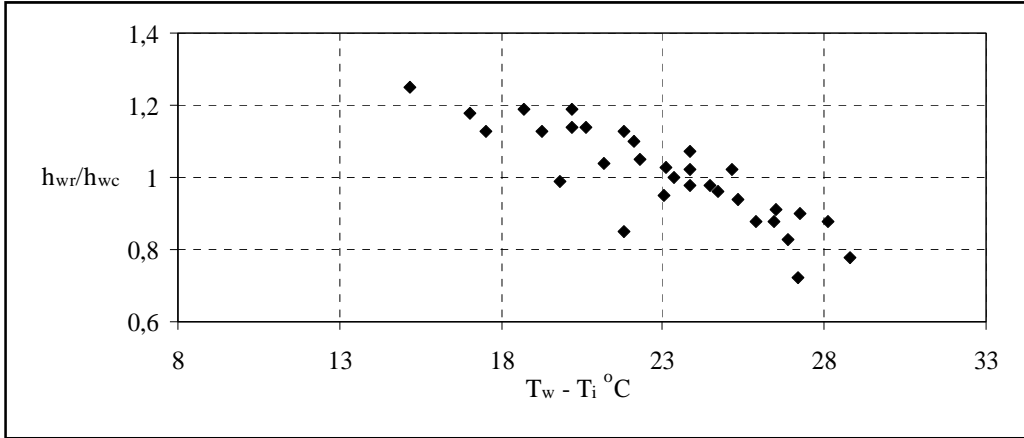
Şekil 2. Taban İçin Işıınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki

($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=27$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)

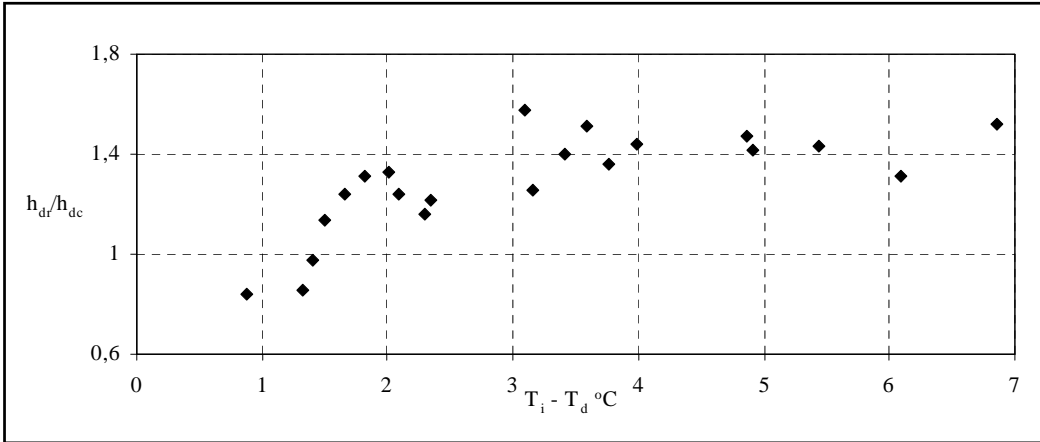


Şekil 3. Taban İçin Işıınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki

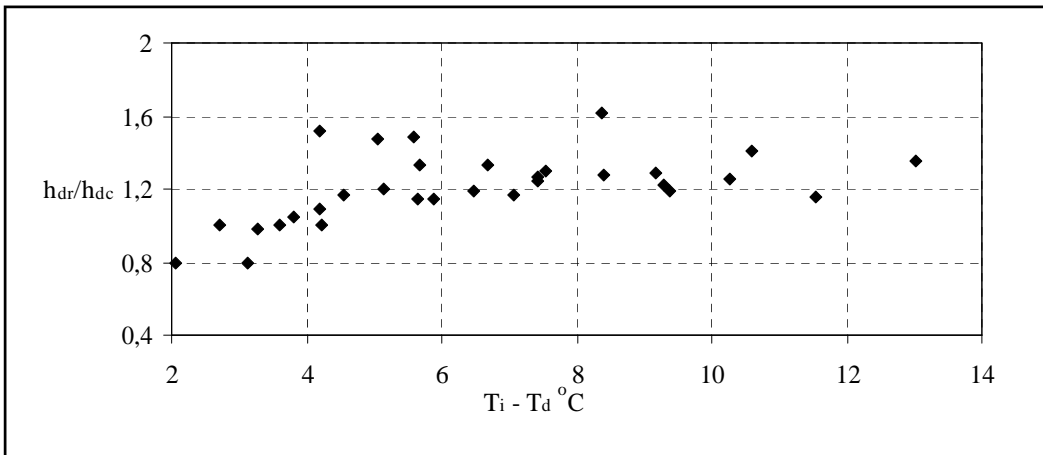
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=37$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



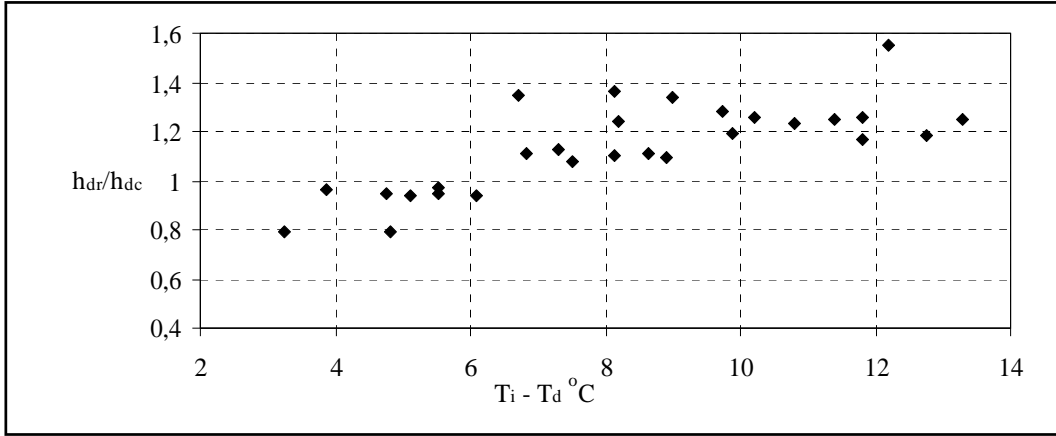
Şekil 4. Taban İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=47$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



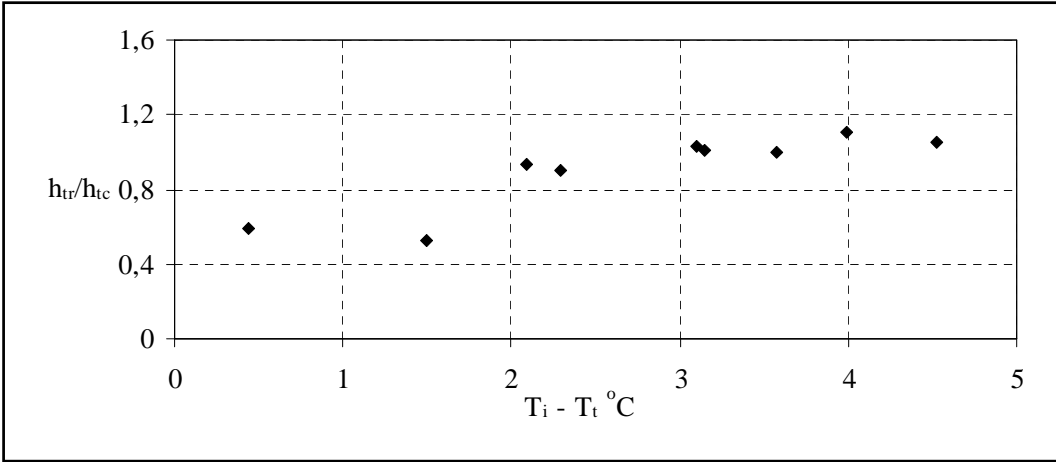
Şekil 5. Duvar İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=27$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



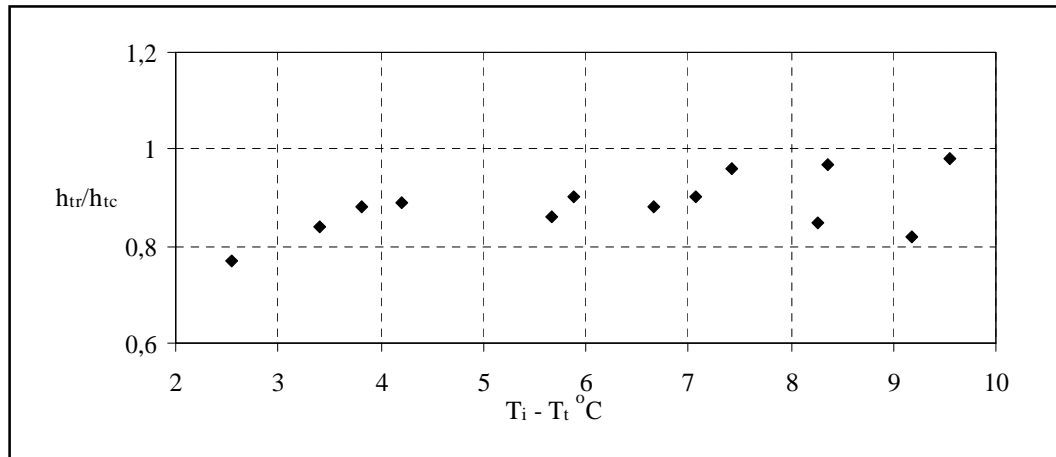
Şekil 6. Duvar İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=37$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



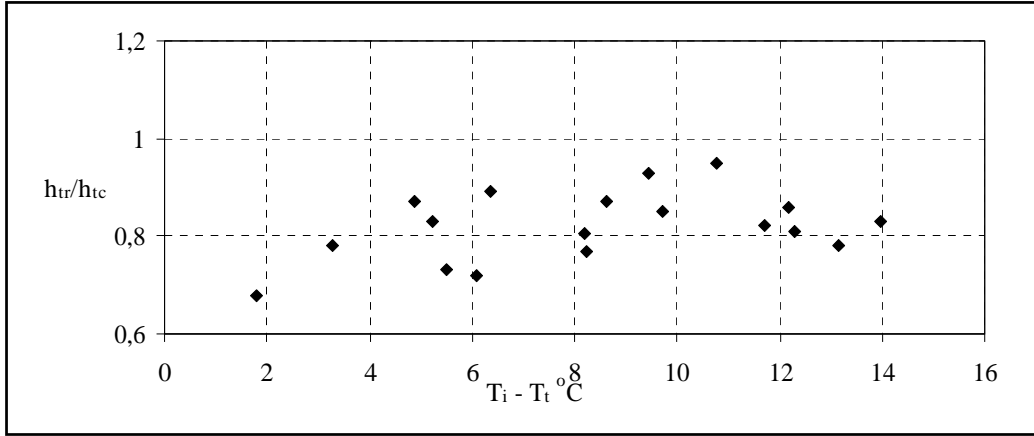
Şekil 7. Duvar İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=47$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



Şekil 8. Tavan İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=27$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



Şekil 9. Tavan İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=37$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)



Şekil 10. Tavan İçin Işınım ve Taşınım Isı Transfer Katsayıları Arasındaki İlişki
($L=1-6$ m, $H=1-3.25$ m, $T_w=47$ °C, $T_d=15$ °C, $T_i=10-25$ °C)

artıştan daha fazladır. Tabandaki davranışa göre duvarlar ve tavandaki bu farklılık ısı transferi yönünün farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Çünkü tabanda ısının yönü odaya doğru, duvarlar ve tavanda ise dışarıya doğrudur.

SONUÇ

Bu çalışmada farklı boyutlarda ve ısı şartlarındaki yerden ısıtılmalı odalar için yüzeylerdeki ışınım ve taşınım ısıları benzer biçimde ifade edilerek (Denklem 1.1) ısı transfer katsayıları arasındaki oranlar belirlendi. Taban, duvar ve tavan için elde edilen bulguların sıcaklık farkına bağlı olarak değişimi Şekil 2-10'da görülmektedir. Bulgulara göre ışınım ısı transfer katsayısı ile taşınım ısı transfer katsayısı arasındaki oran tabanda sıcaklık farkı ile ters orantılı, duvarlar ve tavanda ise doğru orantılı olarak 0.8-1.6 aralığında değişmektedir. Değerlerin geniş aralıkta çıkması, çalışmanın değişik oda boyutlarında ve ısı şartlarında yapılmasından kaynaklanmaktadır. Halifa [23], yerden ısıtılan bir odada yapılan çalışmada ışınım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki bu oranın taban için yaklaşık olarak 2 civarında olduğunu belirtmiştir. Sonuçlardaki sapma farklı ısı şartlarından ve yüzey yayma katsayılarından kaynaklanmaktadır.

SİMGELER

A : Yüzeylerin alanı (m²)
E : Yüzeylerin ışınım yayma gücü (W/m²)

F : Işınım şekil faktörü
H : Duvar yüksekliği (m)
L : Taban kenar uzunlukları (m)
Nu : Nusselt sayısı
Ra : Rayleigh sayısı
T : Sıcaklık (°C veya K)
Q : Yüzeylerdeki toplam ısı (W)
h : Isı transfer katsayısı (W/m²K)
J : Yüzey ışınım değeri (W/m²)
z : Deniz seviyesinden yükseklik (m)
ε : Yüzey yayma katsayısı
σ : Stefan-Boltzmann sabiti, $5.67 \cdot 10^{-8}$ W/(m²·K⁴)

İNDİSLER

w : Taban
d : Duvar
t : Tavan
w_r : Tabanda ışınım
d_r : Duvarda ışınım
t_r : Tavanda ışınım
w_c : Tabanda taşınım
d_c : Duvarda taşınım
t_c : Tavanda taşınım
i : Oda
b : Siyah cisim
w_t : Tabandan tavana ışınım
w_d : Tabandan duvara ışınım
d_t : Duvardan tavana ışınım

KAYNAKÇA

1. **Bozkır O., Canbazoğlu S.**, "Unsteady Thermal Performance Analysis of a Room with Serial and Parallel Duct Radiant Floor Heating System Using Hot Airflow", *Energy and Buildings*, No: 36, 2004, pp.579-586.
2. **By Bjarne W.O.**, "Radiant Floor Heating in Theory and Practice", *Ashrae Journal*, July, 2002, pp.19-20.
3. **Gürses A.Ç.**, "Güneş Destekli Toprak Altı Isıtma ve Isı Depolama Sistemleri", *D.E.Ü. Müh. Fak.*, 3-p-03-0212-03, 1985.
4. **Athienitis A.K., Chen T.**, "Num. Study of Thermostat Setpoint Profiles for Floor Radiant Heating and The Effect of Thermal Mass", *Ashrae Trans.*, 1997, PH-97-14-1.
5. **Cho SH., Zaheer-uddin M.**, "Predictive Control of Intermittently Operated Radiant Floor Heating Systems", *Energy Conversion and Management*, No: 44, 2003, pp.1333-1342.
6. **Leigh, S.B., Arch.D., MacCluer, C.R.**, "A Comparative Study of Proportional Flux - Modulation and Various Types of Temperature - Modulation Approaches for Radiant Floor - Heating System Control", 1994, NO-94-13-5.
7. **Athienitis, A.K., Chen, T.Y.**, "Experimental and Theoretical Investigation of Floor Heating with Thermal Storage", 1993, CH-93-10-5.
8. **MacCluer, C.R., Miklavcic, M., Chait, Y.**, "The Temperature Stability of a Radiant Slab-On-Grade", 1989, CH-89-17-1.
9. **Chen, Y., Athienitis, A.K.**, "A three-Dimensional Numerical Investigation of The effect of Cover Materials on Heat Transfer in Floor Heating Systems", 1998, TO-9824-4.
10. **Freestone, M.D., Worek, W. M.**, "Radiant Panel Perimeter Heating Options : Effectiveness and Thermal Comfort", 1996, AT-96-7-3.
11. **Athienitis, A.K.**, "Numerical Model of Floor Heating System", *Ashrae Trans*, 1994, NO-94-13-3.
12. **Badran AA., Hamdan MA.**, "Comparative Study for Under-Floor Heating Using Solar Collectors or Solar Ponds", *Applied Energy*, No:77, 2004, pp.107-117.
13. **Rekstad J., Meir M., Kristoffersen AR.**, "Control and Energy Metering in Low Temperature Heating Systems", *Energy and Buildings*, No: 35, 2003, pp.281-291.
14. **Olesen BW.**, "Radiant Floor Heating in Theory and Practice", *ASHRAE Journal*, July, 2002, pp.19-26.
15. **Athienitis AK., Chen Y.**, "The Effect of Solar Radiation on Dynamic Thermal Performance of Floor Heating Systems", *Solar Energy* No: 69(3), 2000, pp.229-237.
16. **Cho SH., Zaheer-uddin M.**, "An experimental Study of Multiple Parameter Switching Control for Radiant Floor Heating Systems", *Energy*, No: 24, 1999, pp.433-444.
17. **Zaheer-uddin M., Zheng GR., Cho SH.**, "Optimal Operation of an Embedded-Piping Floor Heating System with Control Input Constraints", *Energy Conversion and Management*, No: 38(7), 1997, pp.713-725.
18. **Karadağ R., Teke İ.**, "Tabandan Isıtmada Duvar Isıl Şartlarının Taban Nusselt Sayısına Etkisi", *Sigma-Mühendislik ve Fen Bilimleri dergisi*, No: 3, 2004, pp.84-93.
19. **A.Jabbar N., Halifa K.**, "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review I. Isolated Vertical and Horizontal Surfaces", *Energy Conversion And Management*, No:42, 2001, pp.491-504.
20. **Kılış B., Ritter LT.**, "An Analytical Model for The Design of In-Slab Electric Heating Panels", *ASHRAE Transactions*, 1998, SF-98-9-5.
21. **Li LD., Beckman WA., Mitchell JW.**, "An Experimental Study of Natural Convection in an Office Room, Large Time Results". Unpublished Report, *Solar Energy Laboratory*, University of Wisconsin, Madison, 1983.
22. **Min TC., Schutrum LF., Parmelee GV., Vouris JD.**, "Natural Convection and Radiation in a Panel-Heated Room", *ASHRAE Transactions*, No: 62, 1956, p.337-358.
23. **A.Jabbar N. Halifa K.**, "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review II. Surfaces in Two-And Three-Dimensional Enclosures", *Energy Conversion And Management*, No: 42, 2001, pp.505-517.
24. **Yüncü H., Kakaç S.**, "Temel Isı Transferi", *Bilim Yayınları*, Ankara, 1999, p.305.
25. **A.Jabbar N. Halifa K., Marshall R.H.**, "Validation of Heat Transfer Coefficients on Interior Building Surfaces Using a Real-Sized Indoor Test Cell", *Int. J. Heat Mass Transfer*, No: 33(10), 1990, pp.2219-2236.
26. **Karadağ R.**, "Tavuk Üretim Çiftliklerinde Döşemenin Isıtmanın Analizi ve Verim Üzerinde Etkileri", *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi*, İstanbul, 2004.
27. **Holman JP.**, "Heat Transfer, Seventh Edition", *McGraw Hill*, London, 1992.