



Çift camlı pencerede ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi

Evrım ÖZRAHAT¹, Sebahattin ÜNALAN²

¹Bozok Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Yozgat/Türkiye

²Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kayseri/Türkiye

ÖZET

Bu çalışmada, çift camlı pencerenin iki camı arasındaki gaz tabaka kalınlığının ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Farklı kalınlılardaki (6, 9, 12, 15, 18, 24 ve 30 mm) gaz katmanı değerleri için hesaplamalar atmosferik basınçta (101325 Pa) kuru hava ve argon, vakum basınçta (50663 Pa) kuru hava için gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalarda, çift camlı pencerenin dış yüzeyinde $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K ortam sıcaklığı ile zorlanmış taşınım ve iç tarafta ise 293 K ortam sıcaklığında doğal taşınım kabul edilmiştir. Gaz tabaka içinde ısı transferi mekanizması olarak sadece doğal taşınım ve iletim düşünülmüş radyasyon etkisi ihmal edilmiştir. Asıl hesaplamalardan önce sabit sıcaklıklı (343 K) düşey yüzeylerde, sayısal doğal taşınım hesaplamaları için en uygun türbülans modeli ve duvar fonksiyonu araştırılmıştır. Sayısal sonuçların literatürdeki deneysel sonuçlarla mukayesesi en uygun model olarak RNG (Renormalization group) k-ε türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar fonksiyonunu (enhanced wall treatment) işaret etmiştir. Tüm sayısal hesaplamalar FLUENT bilgisayar kodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalara göre gaz tabaka kalınlığının artışına bağlı olarak, kritik bir değere kadar, tüm çift camlı pencere üzerinden dışarıya kaçan ısı akısı azalmıştır. Kritik kalınlık değerinden sonra ise ısı akısı hemen hemen sabit kalmıştır. Kritik kalınlık değerleri, atmosferik basınçtaki hava ve argon için 12 mm, vakum basınçtaki kuru hava (vakum) için 24 mm'dir. Ulaşılan ısı tasarruf oranları hava ile %55 lik düşük değerde iken, vakumlu hava ile % 63 lük yüksek bir değer olarak tespit edilmiştir.

Anahtar

Kelimeler:

Hesaplamalı
Akışkanlar
Dinamiği, Çift
Camlı Pencere,
Bileşik Isı
Transferi

Numerical modeling of double pane window

ABSTRACT

In this study, the effects of the gas layer thickness between the two panes of the double-pane window on the heat transfer is numerically investigated. Calculations with different values of the gas layer thickness (6, 9, 12, 15, 18, 24, 27 and 30 mm) are realized for dry air and argon at atmospheric pressure of 101325 Pa, dry air at vacuum pressure of 50663 Pa. In the calculations, on the outer surface facing outside forced convection with $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ at 258 K, on the outer surface facing inside natural convection at 293 K is applied. Only natural convection and conduction is considered by neglecting radiation heat transfer as heat transfer mechanism. Before the main calculations, the most reasonable turbulence and wall function model for numerical natural convection calculations for the vertical faces with 343 K constant temperature is searched. The comparison of numerical results with experimental results of the literature indicated that the most acceptable model and wall function is RNG (Renormalization Group) k-ε turbulence model and enhanced wall treatment. . All the calculations are performed by a commercial CFD code FLUENT. The results for different thickness of the gas layer exhibited that the heat loss through the double pane window is decreased up to the critical value. The thickness values more than critical value caused constant heat transfer. Critical gas layer thickness is 12 mm for dry air and argon at 1 atm pressure, 24 mm for dry air at vacuum pressure (vacuum). Heat saving rates achieved are determined as 55% with air as minimum value and as 63% with argon as maximum value.

Key

Words:

Computational
Fluid Dynamics,
Double Pane
Window,
Conjugate Heat
Transfer

1. Giriş

İçerisi gaz dolu değişik geometrilere sahip kapalı ortamlardaki doğal taşınım ve iletimle ısı transferinin modellenmesi pek çok mühendislik problemi açısından önemlidir. Bu gibi uygulamalara bir örnek olan, iki cam tarafından hapsedilen hava veya diğer gazlarla dizayn edilen çift camlı pencereler hem enerji tasarrufu hem de ses izolasyonu açısından bina yapımında temel bir yapı elemanıdır. Çift camlı pencereler tropik iklimlerde içeriye olan ısı transferinin, soğuk iklimlerde dışarıya olan ısı transferinin engellenmesi açısından tüm yeryüzünde kullanılan bir yapı malzemesidir ve dolayısıyla bu malzemenin ısı transferi açısından analizi önem taşımaktadır.

Literatürde optimum gaz tabakası kalınlığı ile ilgili yapılmış olan çalışmaların ilkinde, çift camlı pencereden ısı transferi sonlu farklar tekniği kullanılarak sayısal olarak incelenmiş ve değişik iklimler için iki cam arasındaki termal optimum hava tabakası kalınlığı tanımlanmıştır [1]. Bu çalışmanın devamı olarak yapılmış bir diğer çalışmada ise, ilk çalışmadan farklı olarak iç ve dış yüzeyler için, sabit sıcaklık ve taşınım olmak üzere iki farklı sınır şartı uygulanarak, çift camlı penceredeki enerji kaybının hava tabakasının kalınlığını değiştirerek oldukça azaltılabileceği gösterilmiştir. Ayrıca iki cam arasındaki boşluğa doldurulacak gazın termal iletkenliği ile ısı yalıtımının doğru orantılı olduğu gösterilmiştir [2].

Dört farklı iklim bölgesi ve üç farklı temel sıcaklık değeri için optimum hava tabakası kalınlığı başka bir metotla, derece-gün metodu ile ele alınmıştır. Değişik yakıtlar için ısıtma maliyeti hesaplanmış olup, sonuçlar optimum hava tabakası kalınlığının iklim bölgesi, yakıt tipi ve temel sıcaklığa göre 12-15 mm arasında değiştiğini göstermektedir. Ayrıca iyi optimize edilmiş bir pencere ile %60'a kadar enerji tasarrufu yapılabileceği gösterilmiştir [3].

Çift camlı pencere ile ilgili literatürde farklı çalışmalar bulunmaktadır [4-6]. Çift camlı pencerelerin boyutsal sıcaklık varyasyonlarını hesaplamak için ölçüler ve modelleme teknikleri kullanılmış ve çift camlı pencerenin yüksekliği boyunca sıcaklığını hesaplamak için kullanılan bir fiziksel model elde edilmiştir [4]. İçi gaz dolu çift camlı pencerenin yapımında kullanılan dört ana malzemenin şekillendirme enerjisi de araştırılmıştır. Bu malzemeler doldurulan gazlar (argon, kripton, ksenon), ahşap, alüminyum ve camdır. Termal üretim süreçlerinin enerji gereksinimlerini bitmiş ürünün prosesi için değerlendirilmiştir [5]. Çift camlı pencerelerin çevresindeki şartları görüntülemek için uzun süreli bir deney yapılmış ve cam çerçevelerin arasındaki boşluklarındaki nispi nem, sıcaklık ve akışkan nemi 2 yıllık bir görüntüleme periyodu boyunca kaydedilmiştir [6].

Çift camlı pencere gibi dikdörtgen boşluklardaki gaz katmanlarındaki taşınım ve ısı transferi için geniş kapsamlı deneysel ve sayısal araştırmalar yapılmıştır. Literatürde yapılan çalışmalarda değişik modeller araştırılmıştır. Hava dolgululu iki boyutlu, alttan ısıtılan ve üstten soğutulan dikdörtgen çerçevelerdeki doğal taşınım, adyabatik yan duvarlar kabulü ile sayısal olarak çalışılmıştır.

Simple-C algoritması üzerine kurulu hesaplanabilir bir model, kütle, momentum ve enerji transferi eşitliklerini çözmek için kullanılmış ve simülasyonlar Rayleigh sayısının $10^3 \leq Ra \leq 2 \cdot 10^6$ arasındaki, hacim oranının 0,2 ile 0,5 arasındaki değerleri için oluşturulmuştur. Çerçeveyi eğmenin değişik akış karakterlerinin sabitliği üzerine etkisi analiz edilmiştir [7]. Düşey dik bir düzlemden bileşik doğal taşınım ısı transferi üzerine analitik ve deneysel olarak yapılmış bir çalışma, düzlem ve akışkan arasındaki dik olarak sınırlanmış ara yüzey sıcaklığı varlığının kabulü ile tek bir boyutsuz parametre olduğunu göstermiştir. Ara yüzey sıcaklığı laminar akış için 5. dereceden bir polinom iken, türbülanslı akış için 4. derece bir polinom olarak bulunmuştur. İletken levha olarak üç farklı malzeme kullanılarak ve kenar duvarda bir ısıtma yüzeyine sahip bir su kanalı kullanılarak yapılan deneyle ısı transferi için önerilen teori test edilmiştir. Ölçülen ısı transferi oranları teori ile iyi uyum sağlamıştır [8].

Taşınım ve iletim ile ısı transferinin yanında radyasyonla ısı transferinin etkileri de araştırılmıştır. Kızılötesi radyasyon absorpsiyon karakteristikleri bazı basitleştirilmiş modeller için araştırılmıştır. Yapılan çalışmalarda spektral radyasyon modeli formüle edilmiştir [9,10]. Spektral radyasyon modeli için doğru bir model yatay pozisyondaki ısı camlara uygulanmıştır [11].

Bir diğer çalışmada ise güneş radyasyonu dikkate alınarak iki cam arasındaki gazın doğal taşınım ile oluşturduğu akış sayısal olarak modellenmiştir. Yapılan iki boyutlu analizde zamanla değişen sınır şartları yardımıyla sıcaklık dağılımları güneş ısı kazanç katsayısı ve gölgeleme katsayısı analiz edilmiştir. Sonlu farklar yöntemi ve ADI (alternating direction implicit) çözüm yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar literatür de mevcut datarlarla iyi bir uyum göstermiştir [12].

Çift camlı pencerelerle ilgili çalışmalar uzun süredir yapılmakta olup, literatürde pek çok çalışma bulmak mümkündür. Bu çalışmada gaz tabakası kalınlığı içerisinde özellikle türbülanslı akışa değinilmiş olup, hesaplamalar buna göre yapılmıştır. Yerçekimi kuvvetinin etkileri de hesaba katılarak bileşik ısı transferi incelenmiştir.

Ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olan Fluent kullanılarak yapılan çalışmalar ile farklı gaz tabakası kalınlıklarının, farklı akışkanların ısı kaybına etkileri gözlemlenmiştir. Gaz tabakası kalınlığı içindeki akışkanın hareketi ideal gaz yaklaşımıyla incelenmiş ve belirtilen parametrelere bağlı olarak ısı iletiminin artması veya azalmasının sebepleri araştırılmıştır.

2. Sayısal Hesaplama

2.1. Kullanılan Sayısal Hesaplama Aracının Doğrulanması

Matematik çözümleri bulmak için analitik yöntemlerin yeterli olmadığı geometriler ve/veya sınır koşulu içeren problemlerde CFD bilgisayar kodu kullanılmaktadır. Bu bilgisayar kodları genellikle sonlu fark, sonlu-eleman veya sınır eleman gibi sayısal yöntemleri kullanarak çözüm yapmaktadır. Bu çalışmada kullanılan, bir CFD bilgisayar kodu olan Fluent de akış karakterize eden korunum denklemlerini sonlu hacimler metodu ile çözmektedir.

Bütün sayısal çözümlerde olduğu gibi, burada da bulunan çözümün kabul edilebilir olabilmesi önemli olacaktır. Literatürde sayısal sonuçları doğrulamak için ele alınan model üzerinde deneysel bir çalışma da yapılması tercih edilen bir yöntemdir. Tercih edilen mesh yapısı, kullanılan eleman sayısı, seçilen türbülans modeli gibi pek çok parametre sayısal sonuçları etkileyecektir. Bu çalışma esas itibarıyla bir doğal taşınım problemidir. Literatürde düşey yüzeylerden doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferinin hesaplanabileceği deneysel çalışmalara dayanan pek çok denklem mevcuttur. Dolayısıyla, bu çalışmada kullanılacak mesh yapısı, eleman sayısı, türbülans modeli gibi etkili büyüklükler literatürdeki denklemler vasıtasıyla bir ön çalışma ile tespit edilebilir.

Taşınım ile ısı geçişi [13]:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

ile hesaplanabilir. Burada, taşınım ile ısı akışı q'' (W/m^2), T_s ve T_∞ sırasıyla yüzey ve akışkan sıcaklıklarıdır. h (W/m^2K) ısı taşınım katsayısıdır. Birleşik ısı transferinde önemli bir parametre olan, iletimle ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranını veren Nusselt sayısı [13]:

$$\overline{Nu}_l = \frac{hL}{k} = CRa_L^n \quad (2)$$

şeklinde. Burada Rayleigh sayısı (Ra) [13]:

$$Ra_L = Gr_L Pr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (4)$$

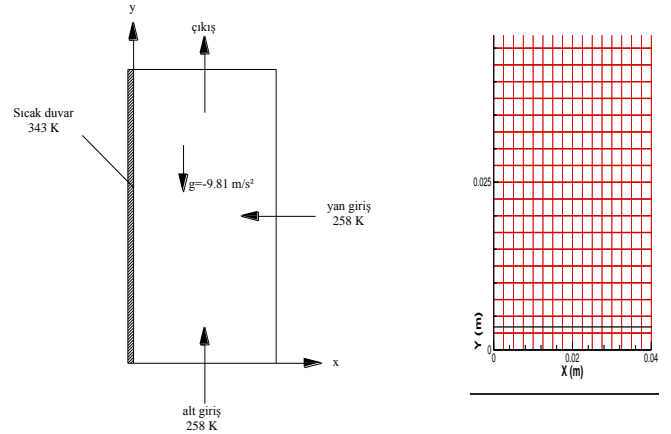
biçiminde tanımlanmış olup, L geometriye ait karakteristik uzunluğu göstermektedir. Gr Grashof sayısını, Pr Prandtl sayısını göstermektedir. Eşitlik 2 için, genellikle laminar ve türbülanslı akış için n , sırasıyla $1/4$ ve $1/3$ 'e eşittir. Tüm özellikler $\beta = (T_s + T_\infty)/2$ film sıcaklığında hesaplanmalıdır.

Düşey levhalar için tüm Ra_L sayılarını kapsayan bir bağıntı Churchill ve Chu tarafından [13] önerilmiştir:

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\} \quad (5)$$

Sabit sıcaklıklı (343 K) bir düşey duvar üzerinden doğal taşınım ile ısı transferi hem yukarıda verilen 1–4 numaralı denklemler vasıtasıyla hem de sayısal olarak Fluent vasıtasıyla hesaplanmıştır.

Sayısal hesaplamalarda, değişik mesh yapıları, değişik türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları test edilerek literatürdeki denklemlerden elde edilen sonuçlara en yakın sonuçları veren seçenekler belirlenmeye çalışılmıştır. Ortaya çıkan neticeler asıl hesaplamalarda kullanılarak sayısal sonuçların doğruluğu hakkındaki şüpheleri en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Ele alınan fiziksel model Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. Düşey bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli ve mesh yapısından bir kesit

Şekil 1'de görüldüğü gibi ortam havası üç sanal sınır ile ayrılmıştır. 100 cm x 50 cm ebatlarındaki bu dikdörtgen modelin bir kenarı 100 cm yüksekliğindeki duvar, diğer kenarları ise hava giriş ve çıkış yüzeyleridir. Doğal taşınım ile sıcak duvar üzerinde yükselen hava üst yüzeyden sistemi terk ederken, yerini alt ve yan yüzeylerden gelen havaya bırakacaktır. Bu nedenle sayısal hesaplamalarda alt ve yan girişler "Pressure Inlet" seçilirken, üst çıkış "Pressure Outlet" sınır şartı olarak seçilmiştir. Sayısal hesaplamalar için gerekli diğer sınır şartları şekil üzerinde verilmiştir. Girişlerdeki k ve ε değerleri deneme yanılma ile girişlere paralel çizilen yüzeylerden hesaplanmıştır. Yaklaşık olarak alt girişte $k=0,0048 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve $\varepsilon = 0,0013 \text{ m}^2/\text{s}^3$ iken yan girişte ise $k=0,0055 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve $\varepsilon = 0,00055 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak hesaplandı.

Akışkan olarak hava kullanılmış olup, havanın fiziksel özellikleri değerleri için iki durum ele alınmıştır. Birincisinde ısı iletim katsayısı (k), özgül ısı (C_p) ve dinamik viskozite (μ) oda sıcaklığında sabit alınmıştır. İkincisinde ise hesaplamaların daha gerçekçi olması açısından özellik değerleri sıcaklığa bağlı 4. derece polinom olarak tanımlanmıştır. Polinom sabitleri Tablo 1'de görülebilir. Hava yoğunluğu (ρ) ise kaldırma kuvvetlerinde hesaplama metodu olarak seçilen yöntemle ilgili olarak belirlenmiştir. Birinci metot olarak belirlenen Boussinesq yaklaşımında ortalama sıcaklığa (300.5 K) göre ρ sabit alınırken, ikinci metot olarak seçilen ideal gaz yaklaşımında hal denklemi ile hesaplanmıştır. Sonuçta dört farklı hesaplama modeli gerçekleştirilmiştir:

Tablo 1: Hava için, k , C_p ve μ için polinom sabitleri.

	A	B	C	D	E
k_{eff} [W/mK]	2.064614E-03	8.731414E-05	-2.641003E-08	4.008917E-12	0
C_p [J/kgK]	1.033094E+03	-2.989620E-01	8.350206 E-04	-5.536863E-07	1.239482E-10
μ [Kg/ms]	1.660072E-06	6.693351E-08	-4.120350E-11	1.728613E-14	-2.921590E-18

$$* \mu(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$$

Model – I : Boussinesq yaklaşımıyla tüm özellik değerleri 300 K sıcaklık için sabit alındı.

$$\begin{aligned}\rho &= 1.1614 \text{ kg/m}^3 \\ C_p &= 1.225 \text{ j/kg-K} \\ k &= 0.0263 \text{ W/m-K} \\ \mu &= 1.05 \text{ kg/m-s}\end{aligned}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00334$$

Model – II : Boussinesq yaklaşımıyla ρ ve β değerleri hariç tüm özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmektedir.

$$\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00334$$

Model – III : İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denkleminde göre sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmekte iken, diğer değerler ortalama sıcaklık ile sabit alındı.

$$\begin{aligned}C_p &= 1.225 \text{ j/kg-K} \\ k &= 0.0263 \text{ W/m-K} \\ \mu &= 1.05 \text{ kg/m-s}\end{aligned}$$

Model – IV : İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denkleminde göre ve diğer özellik değerleri polinom sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmektedir.

Sayısal hesaplamalarla mukayese edilmesi amacıyla Şekil 1'deki modelde doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferi hesabı, 1-4 nolu denklemler vasıtasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Ra = 7,68.10^9$$

$$Nu = 232$$

$$h = 6,10 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q = 519 \text{ W/m}^2$$

Sayısal hesaplamalar üç farklı mesh yapısı için gerçekleştirildi. 2.5 mm, 5 mm ve 1 mm lik kare mesh yapısı için yapılan hesaplamalar sonucunda 2.5 mm lik sonucun yeterli olduğu görüldü. Daha fazla eleman gerektiren daha küçük eleman yapısı mesh bağımsızlığı açısından tercih edilmedi. Sayısal sonuçlar yukarıda tanımlanmış modeller için Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2'de görüldüğü gibi Model-I için yapılan hesaplamalardan ortaya çıkan en net sonuç en uygun duvar fonksiyonunun "İyileştirilmiş duvar yaklaşımı" olduğudur. Dikkati çeken başka bir değerlendirmede sabit özellik değerlerine göre sıcaklığa bağlı özellik değerlerinin daha iyi sonuç verdiği görüldü. Boussinesq yaklaşımı ideal gaz kabulüne göre daha iyi performans göstermiştir. $q=519 \text{ W/m}^2$ lik ampirik ısı akısı değerine en yakın sonuç vermesi nedeniyle de en uygun türbülans modeli RNG k- ϵ modelidir. Model-II ve Model-III de deneysel neticelerin doğrulanması açısından iyi sonuç vermiştir. Ancak ideal gaz kabulü ve havanın tüm özellik değerlerinin sıcaklığın fonksiyonu olduğu Model-IV için sonuç bir noktada çok iyi olmamıştır. Bu sonuçlar beklenmeyen bir sonuçtur. İdeal gaz kabulü ve sıcaklığa bağlı özellik halinin gerçeğe en yakın neticeyi vermesi beklenir. Boussinesq yaklaşımı gerçeğe yakın ve hızlı bir şekilde sonuç vermesi açısından önemsenmiştir.

Tablo 2: Düşey duvar için çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

Türbülans modeli	Duvar Fonksiyonu	Model-I	Model-II	Model-III	Model-VI
Realizable k- ϵ modeli	İyileştirilmiş duvar fonksiyonu (enhanced wall function)	500	507	529	537
	Standart duvar fonksiyonu (standard w.f.)	637	650	732	709
	Dengede olmayan duvar fonksiyonu (non-equilibrium w.f.)	884	908	1006	999
Standart k- ϵ modeli	İyileştirilmiş duvar yaklaşımı	501	509	521	535
	Standart duvar fonksiyonu	636	637	791	683
	Dengede olmayan duvar fonksiyonu	1034	1008	1090	1071
RNG k- ϵ modeli	İyileştirilmiş duvar yaklaşımı	520	527	515	548
	Standart duvar fonksiyonu	391	390	403	441
	Dengede olmayan duvar fonksiyonu	1044	1024	1048	1039

İdeal gaz yaklaşımının Boussinesq yaklaşımından daha iyi sonuç vermesi gerekirdi. Bu çalışmada sonuçları verilmemiş hesaplamalara göre girişlerdeki k ve ϵ 'nin sınır değerleri q ısı akısı değeri üzerinde çok büyük etkiye sahiptir. Hesaplamalarda bu sınır değerleri önceden belirtildiği üzere sabit alınmış ve yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Girişlerdeki akış hızının belirlenmesindeki zorluk giriş sınırlarındaki k ve ϵ değerlerinin en doğru şekilde hesaplanmasını engellemiştir. Buradaki zorluk tipik tabii bir konveksiyon probleminde olduğu gibi sıcaklık dağılımının ve akış hızının birbirine bağlı olmasıdır. Sonuçları verilmeyen hesaplamalar k ve ϵ 'nin giriş sınırındaki değerlerinin sabit olmayıp bir profil olması gerektiğini göstermiştir.

Bununla birlikte bu çalışmanın gerçek kapsamı bir kapalı ortam içinde tabii konveksiyon analizini kapsamaktadır. Dolayısıyla asıl hesaplamalarda akışkan giriş ve çıkışları olmadığı için bahsedilen zorluklar ve hatalar meydana gelmeyecektir. Diğer taraftan $q=519 \text{ W/m}^2$ lik deneysel neticede kendi içinde bir hatayı barındırır. Bu rakamın 530-540 veya 480-500 olması da muhtemeldir ve kabul edilebilir. Deneysel çalışmalar ve bunların ampirik denklemleri %5 lik bir hatayı her zaman bünyesinde bulundurlar. Bu değerlendirmeler ışığında Tablo 2'den en uygun modelin Model-IV olduğu sonucu çıkarılmıştır. Sonuç olarak asıl hesaplamalar RNG k - ϵ türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar yaklaşımı duvar fonksiyonu ile gerçekleştirilecektir. Tablo 2'nin oluşturulması için yapılan hesaplamalardan ortaya çıkan sonuçlardan biride sıcaklık değişimleri ve hız değişimlerinin çok düşük olması nedeniyle çift hassasiyetli (double precision) Fluent modülünün kullanılması ve convergence kriterlerinin enerji denklemi için en az 10^{-8} , diğerleri için 0.0001 olması gereğidir.

Tablo 3: İç ortam için doğal taşınım ısı transferi katsayısı ve yüzey sıcaklıkları.

Kullanılan akışkan	6 mm	9 mm	12 mm	15 mm	18 mm	24 mm	30 mm
	$h[\text{W/m}^2\text{K}]/ \text{T}[\text{K}]$						
hava	3,62/278,87	3,53/280,61	3,46/281,78	3,43/282,05	3,43/282,16	3,43/282,19	3,43/282,19
argon	3,53/280,17	3,44/281,94	3,39/282,02	3,37/283,28	3,36/283,38	3,34/283,40	3,34/283,41
vakum	3,62/278,87	3,52/280,60	3,46/281,80	3,39/282,83	3,34/283,48	3,33/283,77	3,33/283,78

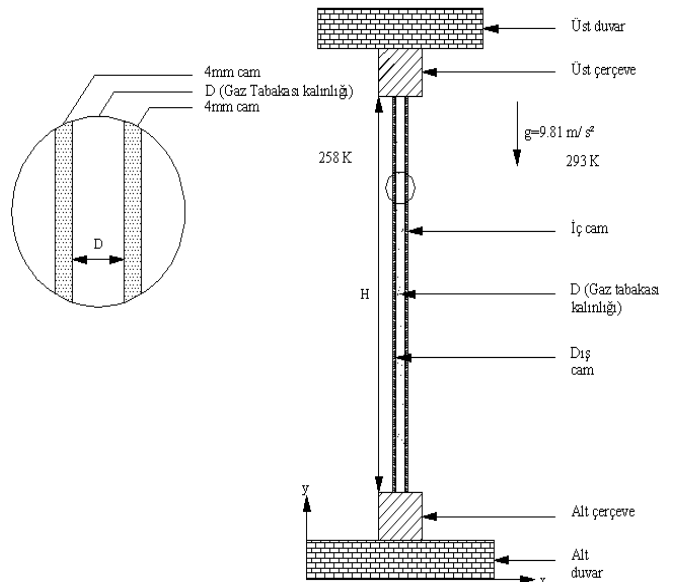
Akışkan olarak atmosferik basınçta (101325 Pa) kuru hava ve argon ile vakum basınçta (50663 Pa) kuru hava (vakum) kullanılmış olup, havanın fiziksel özellik değerleri (ısı iletim katsayısı (k), özgül ısı (C_p) ve dinamik viskozite (μ)) sıcaklığa bağlı 4. derece polinom olarak tanımlanmıştır. Polinom sabitleri Tablo 1'de görüldüğü gibidir. Akışkan yoğunluğu (ρ) ise ideal gaz yaklaşımı ile hal denklemi ile hesaplanmıştır. Havanın moleküler ağırlığı 28.762 kg/kgmol, argonun moleküler ağırlığı 39.944 kg/kgmol alınmıştır.

Sayısal hesaplamalar 1 mm lik kare mesh yapısı için gerçekleştirildi. Kullanılan mesh yapısından bir kesit Şekil 3 de gösterilmiştir. Hesaplamalarda Fluent bilgisayar kodunun RNG (Renormalization group) k - ϵ modeli kullanıldı. Duvar fonksiyonu ise iyileştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall function) seçildi. Akışın iki boyutlu, daimi, sıkıştırılabilir ve türbülanslı olduğu kabul edildi. Yer çekiminin etkileri göz önüne alınmış ve akış için enerji eşitliği kabulü yapılmıştır. Üst duvarın üst yüzeyinin ve alt duvarın alt yüzeyinin yalıtılmış olduğu kabul edilmiştir. Duvarlar, çerçeveler ve camların yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayıları sabittir.

2.2. Sayısal model ve sınır şartları

Çalışmada kullanılan çift camlı pencere modeli Şekil 2'de gösterildiği gibidir. Cam kalınlıkları 4'er mm, çerçeve kesiti 60x60 mm, üst duvar kesiti 50x200 mm, alt duvar kesiti 50x230 mm alındı. Gaz tabakası kalınlığı, $D=6, 9, 12, 15, 18, 24$ ve 30 mm olarak alındı. Camın uzunluğu, $H=1$ m kabul edildi. Model için ısı kaybı, üç farklı akışkan ve tüm gaz tabakası kalınlığı değerleri için incelendi.

Dış ortam sıcaklığı Kayseri için $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, iç ortam sıcaklığı ise $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ alındı. İçerden dışarıya birleşik ısı transferi olduğu kabul edildi. Çift camlı pencerenin dış yüzeyinde $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K ($-15 \text{ }^\circ\text{C}$) ortam sıcaklığı ile zorlanmış konveksiyon ve iç tarafta ise 293 K ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) ortam sıcaklığında doğal taşınım sınır şartı uygulanmıştır. İç ortam ile temas eden yüzey için taşınım katsayısı hesaplanırken; Fluent ile yapılan sayısal hesaplama sonucundan ortalama yüzey sıcaklığı ve transfer olan ısı akısı belirlenmiş, daha sonra bu sıcaklık değeri kullanılarak 1-4 denklemleri vasıtası ile hesaplanan yeni taşınım katsayısı Fluentte tekrar sınır şartı olarak girilmiş ve hesaplamalar yenilenmiştir. Bu şekilde 1 denklemden hesaplanan ısı akısı ile Fluentte hesaplanan ısı akısı arasındaki fark %1 hassasiyete düşünceye kadar Fluent ve 1-4 denklemleri arasındaki iteratif işleme devam edilmiş, böylece son ısı taşınım katsayısı ve yüzey sıcaklık değerleri belirlenmiştir. İç ortam için bu yöntem ile elde edilen ısı taşınım katsayıları ve ortalama yüzey sıcaklıkları Tablo.3'de verilmiştir. Gaz tabaka içinde ısı transferi mekanizması olarak sadece doğal taşınım ve iletim düşünülmüş radyasyon etkisi ihmal edilmiştir.



Şekil 2: Çift camlı pencere kullanılan duvarın fiziksel modeli.

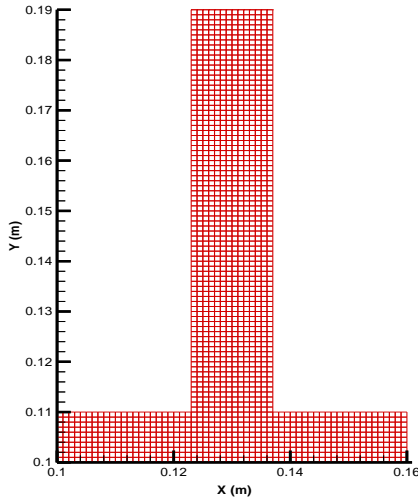
Üst duvar, alt duvar, pencere çerçevesi (pvc) ve cam için özelik değerleri sırası ile aşağıdaki gibidir.

$$\rho_{\text{duvar}}=2300 \text{ kg/m}^3, C_{p,\text{duvar}}=880 \text{ j/kg-K}, k_{\text{duvar}}=1.4 \text{ W/m-K}$$

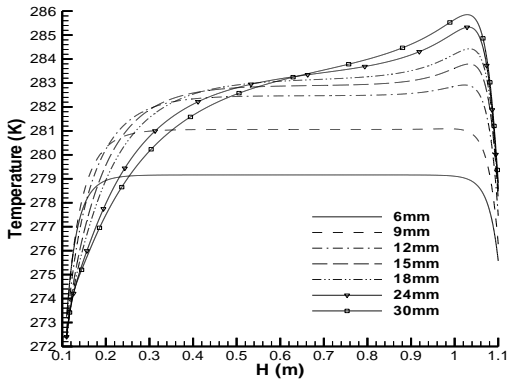
$$\rho_{\text{pvc}}=1400 \text{ kg/m}^3, C_{p,\text{pvc}}=1046.7 \text{ j/kg-K}, k_{\text{pvc}}=1.9041 \text{ W/m-K}$$

$$\rho_{\text{cam}}=2500 \text{ kg/m}^3, C_{p,\text{cam}}=750 \text{ j/kg-K}, k_{\text{cam}}=1.4 \text{ W/m-K}$$

Sayısal sonuçları hesaplamak için convergence kriterleri süreklilik, hız ve türbülans parametreleri için 10^{-6} , enerji için 10^{-8} alınmıştır. Çözümde türbülans kinetik enerjisi $k=0.01 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve yayılma oranı değeri $\epsilon=0.001 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak alınmıştır.



Şekil 3. Fiziksel modelin 1 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit (6mm gaz tabakası kalınlığında).



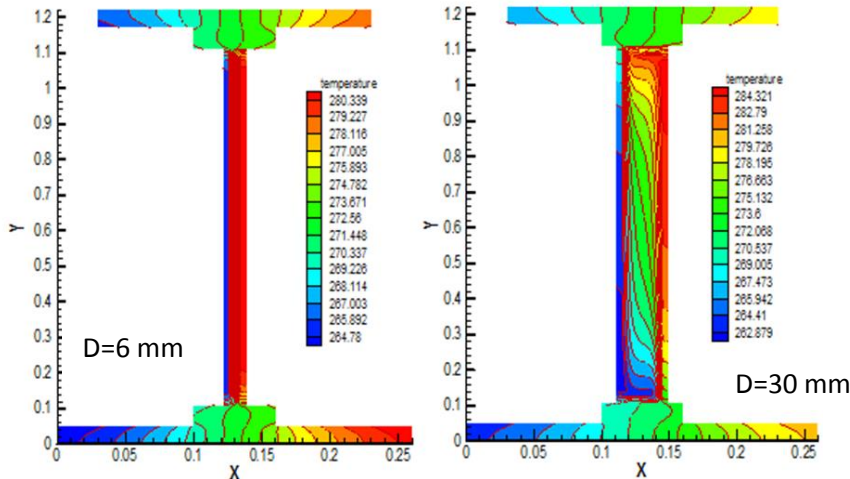
3. Sayısal Sonuçlar

Bütün gazlar için, gaz tabakası ve cam içerisindeki sıcaklık dağılımı diğer yüzeylerden farklılık göstermektedir (Şekil 4). Gaz tabakası ve cam için sıcaklık değerlerinin camın ve gaz tabakasının üst bölgelerinde alt bölgelerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Sıcaklık değeri çift camlı pencerede çeşitli gaz tabakası kalınlıkları için genel olarak y eksenini boyunca üst sınıra yakın bir bölgeye kadar artmakta, burada maksimum sıcaklık değerine ulaşmakta ve aniden düşmektedir.

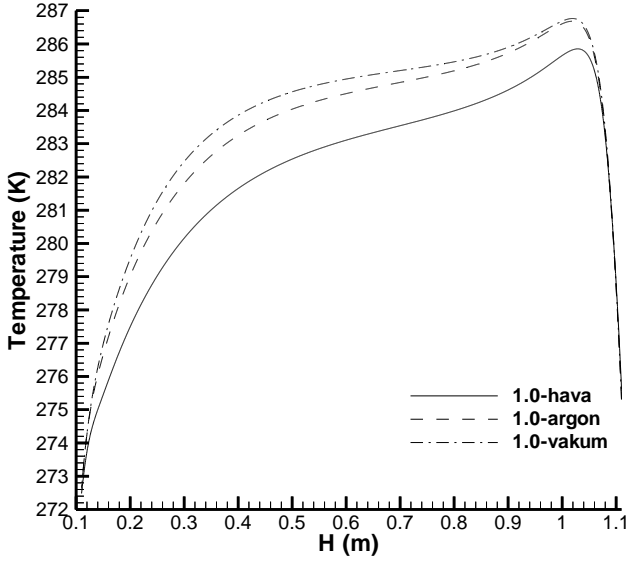
Bütün çift camlı pencere (ÇCP) çeşitleri için 6mm den 30 mm'e değişen gaz tabakası kalınlığına bağlı olarak kalınlık arttıkça ulaşılan maksimum sıcaklık değeri de artmaktadır. Şekil 4'te bu pencere çeşitlerinden sadece birisi olan hava dolgulu çift camlı pencere için sıcaklık eğrileri görülmektedir. Aynı pencere çeşidi için gaz tabakası kalınlığına bağlı iç camın boylamsal yüzey sıcaklıkları karşılaştırılmıştır (Şekil 5). Hesaplamalarda, ulaşılan maksimum sıcaklık değerinin en büyüğü 30 mm için, en küçük değeri ise 6mm için elde edilmiştir. Hava dolgulu çift camlı pencerede, 6mm gaz tabakası kalınlığında maksimum sıcaklık 280 K dolayında iken 30mm'de bu değer 286 K'e kadar çıkmaktadır.

Değişik gazlar (hava, argon ve vakum) için aynı gaz tabakası kalınlığında (D=30mm) iç camın boylamsal yüzey sıcaklıkları karşılaştırılmıştır (Şekil 6). En yüksek sıcaklık dağılımı vakum için elde edilmiştir. Argon gazı vakuma yakın değerler sergilerken, hava daha düşük değerler sergilemiştir. Vakum için maksimum sıcaklık değeri 286.8 K, argon için 286.7 K, hava için 285.7'dir.

Şekil 5. Gaz tabakası kalınlığına bağlı iç cam yüzey sıcaklığı değişimi.



Şekil 4. Hava dolgulu ÇCP için D=6 mm ve D=30 mm'de sıcaklık eğrileri



Şekil 6. Akışkan türüne bağlı iç cam yüzey sıcaklığı değişimi (D= 30 mm).

İki cam arasındaki gaz tabakası içinde oluşan hız vektörleri hava dolgulu çift camlı pencerenin 6, 18 ve 30 mm gaz tabakası kalınlıkları için Şekil 7'de gösterilmektedir. Beklendiği gibi, gaz, yerçekiminin etkisi ile, sıcak yüzey (iç cam) boyunca yukarı doğru, soğuk yüzey (dış cam) boyunca aşağıya doğru hareket etmektedir.

Oluşan sirkülasyon sebebi ile en alt ve en üst noktalarda vorteksler meydana gelmiştir. Başlangıçta tek hücreli olan akışkan hareketi, belli bir kalınlıktan sonra çok hücreli hale gelmiştir. Bütün akışkanlar için 18 mm ve daha büyük gaz tabakası kalınlıklarında gaz tabakasının alt ve üst bölgelerinde vorteksler oluşmuştur.

Gaz tabakasının orta bölgesinde ($y=H/2$) y yönündeki hız değerleri gaz katmanı kalınlığına bağlı olarak x düzlemi boyunca bütün akışkanlar için Şekil 8-10 de verilmiştir. Düşük gaz tabakası kalınlığında akışkan düşük hız sergilerken kalınlık arttıkça hız değerleri de artmıştır. Hava dolgulu çift camlı pencere için 6 mm gaz tabakası kalınlığında akışkan 0.01 m/s'lik hıza ulaşırken, 30 mm için bu değer yaklaşık 10 katlık bir artış ile 0.1 m/s olmuştur. Akışkan argon ve vakum olduğunda 6 mm gaz tabakası için akışkan hızı sırası ile 0.01 m/s, 0.004 m/s, 30 mm gaz tabakası için sırası ile 0.124 m/s, 0.122 m/s'dir.

Hesaplamalara göre, gaz tabaka kalınlığına bağlı olarak kalınlık arttıkça tüm çift camlı pencere türleri üzerinden dışarıya kaçan ısı akısı azalmıştır (Şekil 11). Belirli bir kalınlıktan sonra ise ısı kaçak değeri hemen hemen sabit kalmıştır. Isı transfer mekanizması iletim olduğunda ısı transferi gaz tabakası kalınlığının artması ile hızlı bir biçimde düşer. Hava dolgulu çift camlı pencere ele alınırsa iletimin taşınımı bastırıldığı $D=12$ mm'e kadar, ısı akısı D 'nin artması ile oldukça düşer. Bu kalınlık değeri kritik değerdir. Isı transfer mekanizması iletim olduğunda, havanın ısı iletim katsayısı düşük olduğundan, hava tabakası yalıtım malzemesi olarak davranır. D 'nin 12-20 mm'e kadar olan değerleri için taşınım mekanizması ısı transferindeki etkisini göstermeye başlar ve ısı kaçığındaki düşüş yavaşlar. $D=20$ mm'den sonra ise ısı kaçığı pek fazla değişmeyip sabit kalmaktadır.

Kullanılan akışkanlar için kritik kalınlık değerleri hava ve argon için 12 mm ve vakum için 24 mm'dir. Kritik kalınlık değerlerinde ısı akıları ise hava için 38.81 W/m^2 , argon için 33.82 W/m^2 , vakum için 31.80 W/m^2 'dir. Argon ve vakum havadan daha düşük ısı kaçığına sebep olmuştur.

Bu çalışmada kullanılan hava, argon ve vakum dolgulu çift camlı pencereler, aynı cam kalınlığına ve yüksekliğine sahip düz camlı bir pencere ile ısı kaybı açısından mukayese edilmiştir (Şekil 12). Hava dolgulu çift camlı pencere kullanılarak ortalama olarak %55 oranında ısı tasarrufu yapılabilirken vakum kullanıldığında bu oran %63'e kadar çıkabilmektedir. Argon dolgulu çift camlı pencere ise %61 oranında bir tasarruf sağlamaktadır.

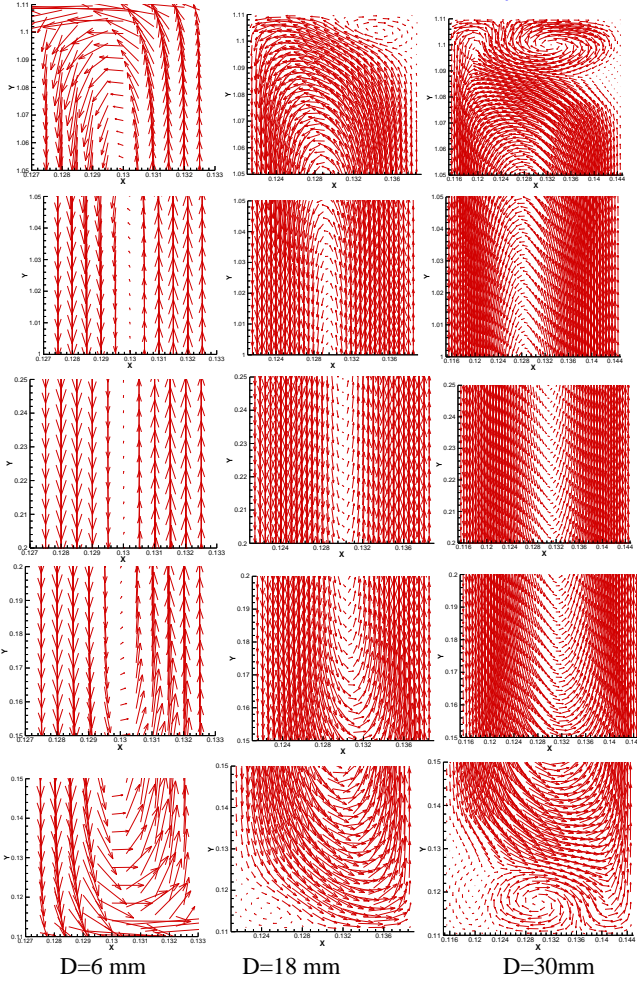
3. Değerlendirme

Bu çalışmada, çift camlı pencerenin iki camı arasındaki gaz tabaka kalınlığının ve kullanılan değişik akışkanların ısı transferi üzerindeki etkisi FLUENT bilgisayar kodu ile sayısal olarak incelenmiştir. Asıl amaç farklı akışkanlar için optimum gaz tabakası kalınlığının etkilerini belirlemektir. Farklı kalınlılardaki (6, 9, 12, 15, 18, 24 ve 30 mm) gaz katmanı için hesaplamalar atmosferik basınçta (101325 Pa) kuru hava ve argon ile vakum basınçtaki (50663 Pa) kuru hava için gerçekleştirilmiştir.

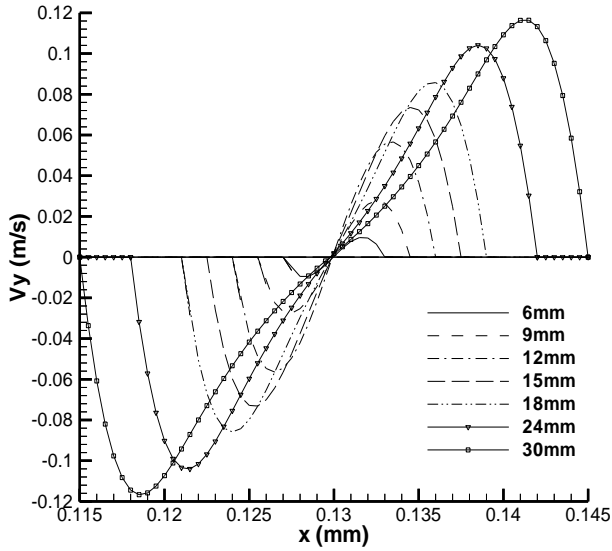
Hesaplamalarda çift camlı pencerenin dış yüzeyinde $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K ($-15 \text{ }^\circ\text{C}$) ortam sıcaklığı ile zorlanmış konveksiyon ve iç tarafta ise 293 K ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) ortam sıcaklığında doğal taşınım kabul edilmiştir. Gaz tabaka içinde ısı transferi mekanizması olarak sadece doğal taşınım ve iletim düşünülmüş radyasyon etkisi ihmal edilmiştir. Havanın fiziksel özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Uygun türbülans modeli olarak ise türbülanslı akışta literatürdeki çalışmalarda çoğunlukla kullanılan ve geçerliliği bu çalışmada kanıtlanan Renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall function) duvar fonksiyonu seçilmiştir.

Düşük kalınlık değerlerinde bütün akışkanların düşük bir akış kabiliyeti sergilediği, kalınlığın artmasıyla akış hızının arttığı görülmüştür. Kapalı dikdörtgen ortamda vorteks olarak meydana gelen hava akışı, çok kalın katmalarda hız değerinin artmasından dolayı farklı bir akış sergilemiştir. 18 mm gaz tabakası kalınlığına kadar saatin tersi yönde tek hücreli görülürken, bu kalınlık değerinden sonra çift camlı pencerenin en alt ve üst noktalarında küçük vortekslerle farklı hücreler de meydana gelmiştir.

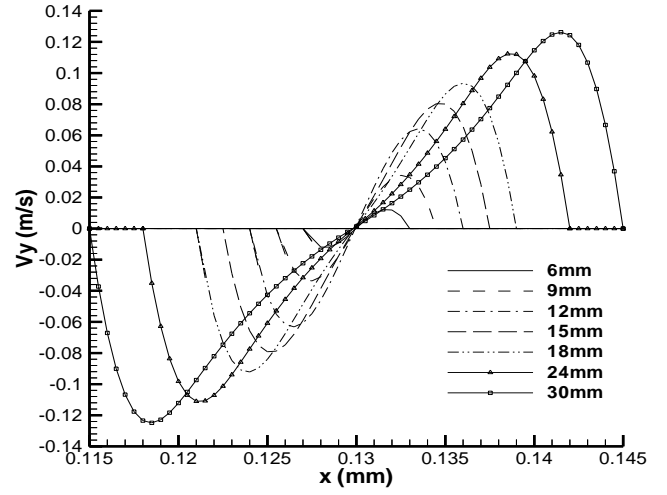
Elde edilen verilere göre, gaz tabakası kalınlığına bağlı olarak tüm çift camlı pencere türleri üzerinden dışarıya kaçan ısı akısı kalınlık arttıkça azalmıştır. Kalınlığı artırmanın bir noktadan sonra yalıtım özelliğini iyileştirmediği görülmüştür. Bu sebepten bütün akışkanlar için q ısı akısının çok fazla değişmeyip hemen hemen sabit kaldığı kritik kalınlık değerleri tanımlanmıştır. Kritik kalınlık değerleri atmosferik basınçtaki hava ve argon için 12 mm, vakum basınçtaki hava (vakum) için 24 mm'dir



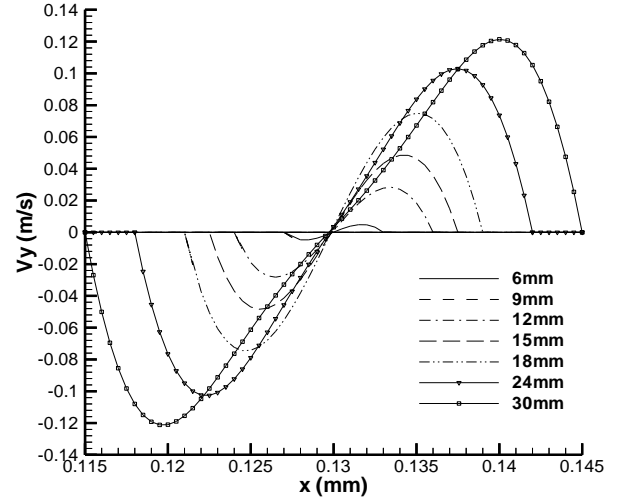
Şekil 7. Çeşitli gaz tabakası kalınlıklarında hız vektörleri(Hava dolgulu ÇCP)



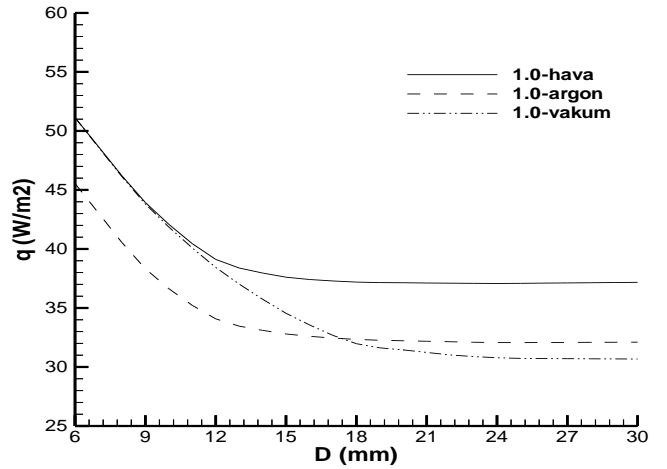
Şekil 8. Hava dolgulu ÇCP için $y=H/2'$ de hız değerleri.



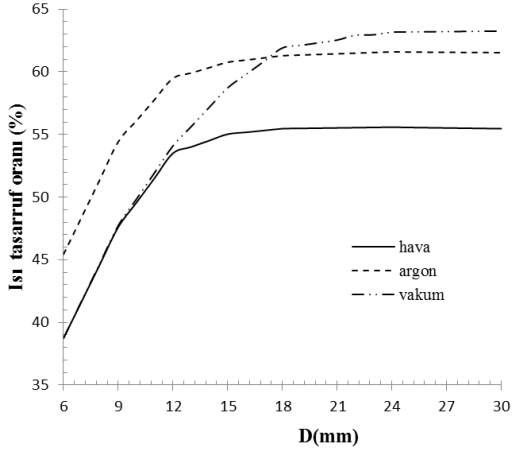
Şekil 9. Argon dolgulu ÇCP için $y=H/2'$ de hız değerleri.



Şekil 10. Vakum dolgulu ÇCP için $y=H/2'$ de hız değerleri.



Şekil 11. Gaz tabakası kalınlığına bağlı olarak çeşitli akışkanlar için ısı akışı değişimi.



Şekil 12. Gaz tabakası kalınlığına bağlı olarak çeşitli akışkanlar için ısı tasarruf oranı.

Bu kalınlık değerlerinde ısı akıları sırası ile $38.81 \text{ W/m}^2\text{K}$, $33.82 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $31.80 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir Argon ve vakum gaz tabakası havaya nazaran daha düşük ısı kaçağına sebep olmuştur. Ayrıca, akışkan dolgulu çift camlı pencere kullanılarak önemli derecede ısı tasarrufu sağlanabileceği gösterilmiştir. Düz camlı bir pencere ile kıyaslandığında; hava, argon ve vakum dolgulu çift camlı pencereler sırası ile %55, %61 ve %63 oranında ısı tasarrufu sağlayabilmiştir.

Kaynaklar

1. Aydın, O., Conjugate heat transfer analysis of double pane windows, Building and Environment, vol. 41, pp. 109-116, 2005.
2. Aydın, O., Determination of optimum air-layer thickness in double pane windows, Energy and Buildings, 32, 303-308, 2000
3. Arıcı, M., Karabay, H., Energy and Buildings, vol.42, pp. 1773-1778, 2010.
4. Abodahab, N., Muneer, T., Free convection analysis of a window cavity and its longitudinal temperature profile, Energy Conversion Management, 39, 257-267, 1998.
5. Weir, G., Muneer, T., Energy and environmental impact analysis of double-glazed Windows, Energy Conversions Management, 39, 243-256, 1998
6. Garvin, S. L., Wilson. J., Environmental conditions in window frames with double-glazing units, Construction and Building Materials, 12, 289-302, 1998
7. D'Orazio, M. C., Cianfirini, C., Corcione, M., Rayleigh-Benard convection in tall rectangular enclosures, Int. Journal of Thermal Sciences, 43, 135-144, 2004.
8. Kimura, S., Okajima, A., Kiwata, T., Conjugate natural convection from a vertical heated slab, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 3203-3211, 1998
9. Eriksson, T., Granqvist, C., Karlsson, J., Transparent thermal insulation with infrared absorbing gases, Solar Energy Mater, 16, 243-253, 1987

10. Reilly, S., Arasteh, D., Rubin, M., The effects of infrared absorbing gases on window heat transfer: a comparison of theory and experiment, Solar Energy Matter, 20, 277-288, 1990
11. İsmail, K., Salinas, C., Application of the CW model for the solution of non-gray coupled radiative conductive heat transfer in double glass window with a cavity filled with mixtures of absorbing gases, in: ICHMT International Symposium on Radiative Transfer-Radiation IV, İstanbul, 2004
12. İsmail, K.A.R., Henriquez, J.R., Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 461-475, 2005
13. Incropera, F. P., DeWitt D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, Şubat 2001.