

Soğuk depo modelinin deneysel ve 3 boyutlu sayısal analizi

Semin KAYA, Enver YALÇIN *, G. Alevay KOÇYİĞİT

Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, 10145, Balıkesir

Özet

Soğutma sanayinde sıcaklık ve nem kontrolü büyük önem taşımaktadır. Laboratuvar ortamında yapılan çalışmalar maliyet artışı ve zaman kaybına neden olduğu için sayısal analiz programları ile bu sorunun çözülmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, deney ortamında içi boş bir soğuk hava deposu kullanılarak sıcaklık ve hava dolanım hız verileri ile sayısal analiz programı ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması amaçlanmıştır. Soğuk hava deposu ortam sıcaklığından set aralık değeri 275.15 K - 272.95 K olan değere inilip hız ve sıcaklık değerleri datalogger kullanılarak alınmıştır. Sayısal analiz için öncelikle hava akışının olacağı kabin üç boyutlu olarak modellenmiş ve ağ yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. Tüm deney şartları hesaplamalı akışkanlar dinamiği hava akış simülasyon yazılım programı zamana bağlı olarak tanımlanıp deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonunda deney ile yazılım programı arasında yakınsama görülmüştür. Sonuçların yakınsamasından dolayı 3 farklı fan hızı içinde programı çalıştırılmıştır. Kabin içindeki hız ve basınç dağılımları akış çizgileri, vektörler ve eş büyüklük eğrileri şeklinde grafik olarak gösterilmiştir. Alınan sıcaklık, basınç ve hız değerleri yorumlanmıştır.

Anahtar kelimeler: *soğuk depoculuk, sonlu elemanlar yöntemi (SEY), hesaplamalı akışkanlar dinamiği*

Experimental and 3D numerical analysis of a cold store model

Extended abstract

Temperature and humidity control are vital in the cooling industry. As laboratory works cause increased costs and loss of time, the study aims at solving this problem by numerical analysis software. This study has aimed to compare the temperature and air-circulation rate data with numerical analysis software measurement results using an empty cold room in an experimental environment.

The cold room temperature has been dropped to the set range value of 275.15 K to 272.95 K and temperature and air velocity values have been obtained using a datalogger. For numerical analysis, first, the cabin where the airflow will occur has been modeled as 3D and the network structure has been formed using a finite elements method. All experimental conditions have been defined time-dependently by the Computational Fluid Dynamics (CFD) airflow simulation software and compared with the experiment results.

A convergence has been seen between the experiment and the software. CFD software has been started under 3 different fan rates due to the convergence of the results. Rate and pressure distributions inside the cabin have been shown in a graph with flow lines, vectors, and isosize curves. Values of temperature, pressure and velocity have been interpreted.

There are two basic approaches in the design and analysis of engineering systems. These are calculation and experimentation. The results of calculation must be tested experimentally. Today, designers use both experimental and CFD analyses, because these two different methods complete each other. While general characteristics such as pressure, temperature, velocity can be measured experimentally, detailed properties such as shear stresses, velocity distributions, temperature and pressure distributions and flow lines can be calculated using experimental data.

One of the most effective numerical methods, which allow the use of differential equations in order to construct mathematical models and to solve these equations by means of computer software is the

finite elements method. The method is based on the formation while expressing the system characteristics of an element, and then a linear equations set by combining the equations formed for each element to express the whole system. The finite element method, which is capable of solving all complicated problems such as various boundary conditions, time dependent linear and non-linear problems rapidly spread in application and theoretical scientific fields in the last half-century

An important point to note is that even though a fine mesh provides a better solution, since the physical refinement of the solution always depends on the physical refinement of the model, details were ignored in the model.

In cold store, velocity control of temperature and air circulations carried as much importance as humidity control. Many parameters should be evaluated together for this aim and the most appropriate conditions should be met. In this study, ventilator velocity, ventilator position, product storage type, evaporator surface areas, working times of systems and pressure distribution inside cabin were evaluated separately.

High air movement is desiccated fresh products. On the other hand, very slow air movement causes freeze of humidity inside the cooling unit. Therefore, air velocity must be kept within the limits by sufficient for product quality. Relative humidity in cold store depends on storage temperature, air flow rate, evaporator surface areas, number of ventilators, and cross sectional areas of ventilators.

With the method used in this study, air circulation velocity and storage temperature can be selected for all products. In this way, by definition of time dependent boundary conditions, CFD simulations are achieved. Many parameters such as ventilator position, air velocity, temperature distribution inside the cabin can be monitored easily according to storage conditions.

Keywords: cold storage finite element method (FEM), computational fluid dynamics (CFD)

Giriş

Mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır; hesaplama ve deneysel çalışma. Deneysel çalışma, test edilecek modelin inşasını gerektirirken, hesaplama ise diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesini gerektirir. Deneysel çalışma verileri ile hesap değerlerinin örtüşmesi yöntemin doğruluğunu ortaya koyar. Deneysel maliyetleri minimize etmek açısından bilgisayar ortamında sistemlerin modellenmesi oldukça elverişli bir yoldur.

Deneysel ve sayısal analizler birbirini tamamladıkları için günümüzde her ikisi birlikte kullanılmaktadır. Kaldırma, direnç, basınç düşüşü veya güç gibi genel özellikleri deneysel yollarla elde edebilirken kayma gerilmeleri, hız, sıcaklık, basınç dağılımları, akışa ait akım çizgileri gibi ayrıntıları elde etmek için ise özellikle deneysel elde edilen veriler kullanılır (Çengel vd., 1996).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak literatürde bir çok çalışma mevcuttur. Deneysel sonuçları ve sayısal analiz sonuçları kıyaslanarak, üç jetli soğutma sistemleri kullanıldığında soğutma kabini homojen bir sıcaklık ve hız dağılımı oluşturulduğu görülmüştür (Güngüneş, 2007). Buhar sıkıştırılmalı bir soğutma sistem bileşenlerinin kütle ve enerji denge denklemlerini belirleyerek bir model oluşturularak maliyet parametreleri birleştirilmiştir (Al-Otaibi vd., 2004). Tersinir Carnot ısı makinesi sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemek için termodinamik analizler yapılmış ve sisteme termoekonomik optimizasyon metodu uygulanmıştır (Chen, 2001). Soğutma sistemlerinin termodinamik analizini ve ekonomik optimizasyonunu yapan bir bilgisayar programı ile bir soğutma sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlenmiştir (Usta, 1993). Deneysel verilerin, iki ve üç boyutlu sayısal simülasyonu neticesinde büyük ölçekli türbülanslı akışların tekrarlanamaması nedeniyle iki boyutlu yaklaşımın oldukça zayıf olduğu tespit edilmiştir (D'Agaro vd., 2006). Yatay ve dikey

soğutucu dolaplar üzerine yapılan sayısal modellemelerde, hava akış modeli önceden tahmin edilerek kabin içi sıcaklık değerlerini incelenmesi ve bu tarz simülasyonların oldukça yararlı ve güvenli bir araç olduğunu tespit edilmiştir (Cortella, 2002). Dikey konumlu açık bir soğutma kabini üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmada SEY ile kabin içindeki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kabin performansını etkileyen önemli faktörlerden biri olan giriş hava hızının artması halinde hava sürüklenmesinden dolayı oluşan ısı akışının arttığı dolayısıyla hava perdesinin veriminin düştüğü görülmüştür. (Cortella vd., 2001). Kabin içine dış ortamdan sürüklenen havanın hız profili ve Reynolds sayısına bağlı olarak nasıl değişim gösterdiği deneysel ve sayısal simülasyon modelleri ile yapılmıştır (Navaz vd., 2005). Hava perdeli yatay geometri bir soğutma kabini bulunduğu bir soğutma dolabının enerji performansı ve optimizasyonu üzerine sayısal simülasyon modellemesi ve deneysel test yapmışlardır. Deneysel ölçülen değerler ile sayısal sonuçlarının oldukça yakın olduğu, hız dağılımlarında genel bir eğilimin olmadığı tespit edilmiştir (Cui vd., 2004). Bilinen standart soğutma dolapları ile ısı borulu soğutma dolapları için raflardaki ürünlerin sıcaklık dağılımları deneysel ve sayısal modellemesi yapılmıştır. Yapılan tartışmada optimum hız, sıcaklık ve türbülans yoğunluğuna sahip hava perdelerinin sistemin toplam performansını yükselttiği görülmüştür (Wang vd., 2005).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akışın karmaşıklığının yanında üç boyutlu olması ve türbülans faktöründen dolayı denklemlerin, ilgili sınır koşulları sayısal tabanlı çözülmesi mümkün olmamaktadır. Bu nedenle denklemlerin çözülmesi için çeşitli analitik metotlar kullanılmaktadır. Sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar gibi yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerin hepsi akışkanlar mekaniği için kullanılmaktadır ancak yapılan araştırmalarda sonlu elemanlar yöntemi (SEY) ile hassas çözümler elde edilebileceği görülmüştür. Dolayısıyla bu çalışmada SEY

tabanlı genel amaçlı bir yazılım programı kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önceden tanımlanmış olan küçük elemanlara bölünür. Dolayısıyla sonsuz çözüm aralığında olan sistemler sonlu sayıda bilinmeyenli probleme dönüşmektedir (Güneş, 1994). İncelenen bölgenin daha küçük boyutlu alt bölgelere ayrıştırılarak, bu küçük bölgelerde deneme fonksiyonları (şekil fonksiyonları) kullanımı, ilk defa yapı mekaniği çalışmalarında kullanıldığı görülmüştür. SEY ile yapılan analizlerde sonlu eleman ağının elde edilmesi ilk yapılan işlem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu ağ, analiz için gerekli olan düğüm koordinatlarını ve her bir elemanı çevreleyen düğüm numaralarını içerir (Duranay, 2005). Elemanlar düğüm noktası adı verilen noktalarda birleştirilerek nümerik bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımlarının çözümünde hesaplanması istenen değer, o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunmasıdır.

Kaliteli bir ürün elde etmenin başlıca kurallarından biri, amaca uygun, taze ve kaliteli hammadde kullanılmasının yanında uygun koşullarda muhafaza yöntemlerinin kullanılmasıdır. Meyve ve sebzeler, optimum koşullarda muhafaza edilmeye başladıklarında taze haldeki özelliklerini belli bir süre korurlar. Uygun koşullar; bağıl nem, sıcaklık, hava hareketi, hava gaz bileşiminin doğru ayarlanması olarak tanımlanır. Bu koşulların oluşturulma durumlarına göre farklı sistemler geliştirilmiştir (Savaş vd., 2003). Soğukta depolamanın yapılmasındaki amaç, ürünün metabolizmasını tamamen durdurmak değil, bazal metabolizmayla çalışmasını sağlayarak gıdanın ömrünü arttırmaktır (Özbek, 1987).

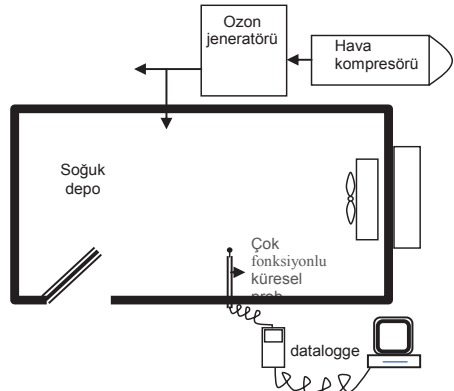
Ürünlerdeki kalite kayıplarının önüne geçilebilmesi için soğuk depolarda hava sirkülasyonu tüm hacimlerde eşit bir sıcaklık ve nem seviyesi ile muhafaza edilmelidir. Soğuk odalarda nemin kontrolü, sıcaklığın kontrolünden daha zor olmasına rağmen çoğu

zaman endüstride nem kontrolüne dikkat edilmemektedir. Özellikle bağıl nem durumu, ağırlık kayıpları ile ters orantılı olmakta, ağırlık kayıpları ise bağıl nemin düşüşüyle doğru orantılı olarak seyir etmektedir (Çengel vd., 1996).

Çalışma sonucunda elde edilen deneysel ve matematiksel modelin bire bir örtüşmesine bağlı olarak, ölçüm yapmaksızın, sınır şartlarını değiştirerek farklı depolama sıcaklıklarında çalışma süreleri, evaporatör yerleşim yerleri, hava sirkülasyon hızları ve buna bağlı olarak da enerji açısından verimlilik değerlendirmeleri yapılabilecektir. Bu da beraberinde hem zaman hem de maliyet açısından katkı sağlayacaktır.

Materyal

Sıcaklık, nem, basınç ve hava hızları ölçümü Mühendislik Fakültesi, İklimlendirme ve Soğutma Laboratuvarında bulunan 2105x1120x2185 ebatlarındaki panel tip soğuk depoda gerçekleştirilmiştir (Şekil 1).



Şekil 1. Soğuk hava deposunun şematik görünümü

Deneysel verilerin elde edildiği soğuk deponun teknik özellikleri (Tablo 1) ve kullanılan

ekipmanların teknik özellikleri (Tablo 2) tanımlanmıştır.

Tablo 1. Laboratuvar ölçümlerinde kullanılan soğuk hava deposu özellikleri

Yalıtım kalınlığı	80 mm
Poliüretan yoğunluğu	40-42 kgm ⁻³
Soğutma	SMT36 paket tip soğutma ünitesi
Muhafaza Sıcaklığı	0-4 °C
Soğutma Kapasitesi	2250 W
Kompresör tipi	Hermetik AC 220V/50 Hz
Elektrik gücü	1.5 kWh ⁻¹
Çalışma aralığı	-5 °C Eva./+40 °C Kond.

Tablo 2. Laboratuvar ölçümlerinde kullanılan datalogger özellikleri

Model	TESTO 350/454
Hafıza	250000 okuma
Saklama Sıcaklığı	-20 - +50 °C
Çalışma Sıcaklığı	-5 - +45 °C
Batarya Tipi	4 AA Batarya
Batarya Ömrü	8 h
Ağırlık	850 g
Boyut	252x115x58 mm
Prob	3 fonksiyonlu prob, 10m/s, 100%RH, 70 °C
Sıcaklık Ölçüm Ara.	-20 - +70 °C
Nem Ölçüm Ara.	0-100%RH
Hava Hızı Ölçüm Ara	0-10 ms ⁻¹
Yazılım	RS232, comsoft yazılım

Yöntem

Türbülans modelleri

Akışkan hareketleri kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler ile tanımlanır. Bu

denklemler de viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur. Problemlerin çözümünde kabul görmüş türbülans modelleri şunlardır (Özrahat, 2007);

Spalart-Allmaras Modeli

k-ε modelleri

Standart k-ε model

Renormalization-grup (RNG) k-ε model

Realizable k-ε model

k-w modelleri

Standard k-w modeli

Kesme-gerilmesi transportasyon (SST)k-w modeli

v2-f model

Reynolds gerilme modeli (RSM)

Large eddy simülasyonu (LES) modeli

Standart k-ε türbülans modeli

Depo içindeki hava hareketinin simülasyonunda k-ε türbülans modeli seçilmiştir. Standart k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir (Launder ve Spalding, 1972);

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{\epsilon 3} G_b) - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2)$$

Burada;

- k Türbülans kinetik enerjisi;(m²/s²)
- ε Türbülans kinetik enerji yayılma hızı, (m²/s³)
- ρ Yoğunluk,(kg/m³)
- μ Dinamik viskozite, (Pa.s)

μ_t	Türbülanslı viskozite,(Pa.s)
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	Türbülans Prandtl sabitleri
$C_{\epsilon 1} C_{\epsilon 2} C_{\epsilon 3}$	k-ε türbülans modeli için model sabitleri
G_b	Kaldırma kuvvetlerine bağlı türbülans
G_k	Türbülans kinetik enerjisi üretimi
Y_M	Sıkıştırılabilirliğin türbülansa etkisi

Yoğunluk sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

$$\rho = \rho(p, T) \quad (3)$$

k-ε model denklem sistemlerine iki yeni eşitlik dahil edilmiştir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (4)$$

Momentum eşitliği;

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (5)$$

τ , gerilme tensörü;

$$\tau = \mu(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U}) \quad (6)$$

k- ε modelde, sıfır eşitlik modelinde (LES) olduğu gibi türbülans viskozite eşitliği esas alınmıştır,

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

μ_{eff} ; efektif türbülanslı viskozite

k-ε türbülans modelinde, hız bileşenlerinde dalgalanma söz konusu ile modifiye edilmiş basınç değeri kullanılmalıdır.

$$p' = p_{\text{stat}} + \frac{2}{3} \rho k \quad (8)$$

p' ; modifiye edilmiş basınç.

Reynolds ortalama enerji eşitliği;

$$\frac{\partial (\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{\text{tot}}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla \tau + \frac{\mu_t}{Pr_t} \nabla h) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \tau) + S_E \quad (9)$$

Türbülanslı viskozite eşitliği;

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (10)$$

$C_\mu = 0.09$, bir sabittir.

Bu durumda momentum eşitliği de;

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U})^T + \mathbf{B} \quad (11)$$

halini alır.

\mathbf{B} ; ağırlık kuvvetlerinin toplamıdır,

Yukarıdaki açıklamalar ışığında, türbülans kinetik enerjisi eşitliği;

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (12)$$

halini alır.

Türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı;

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \quad (13)$$

şeklinde. $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$,

$\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ (Lauder ve Spalding, 1972).

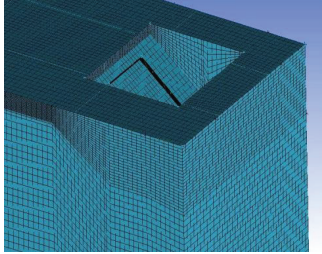
Sayısal analiz

Modelimizin sayısal ağında tetrahedra ve prizma elemanlara fazla yer vermemek adına kabinimizin tasarımında fazla detaya inilmeyip yüksek yoğunlukta prizma elemanlar kullanılmaya çalışıldı (Şekil 3). Yüzeyde yüksek derecede bozulmaya uğramış tetrahedra elemanların oluşmasından kaçınmak için yüksek kaliteli yüzey ağ yapısı sağlandı (Şekil 4). Böylelikle bilgisayar destekli analiz esnasında duvara yakın bölgelerde sınır tabaka etkileri, yüzeye dik gelen hız eğrilerinde yükselmeye neden olması engellenerek sonuçlarımızın deney sonuçlarına yakınsaması sağlandı. Üstünde durulması gereken inceltilmiş bir ağ daha iyi bir sayısal doğruluk sağlarken, çözümün fiziksel doğruluğu her zaman modelin fiziksel doğruluğu ile sınırlı kalacağı için modelde de gereksiz detayların belirtilmesinden

kaçınılmalıdır. Burada olabilecek diğer sorun ise bu tarz hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde bilgisayarımızın kapasitesinin yetersiz kalması yüzünden analizin çözümü gerçekleştirilememekte ya da çözüm ırsamaktadır.

Sayısal ağımızın yüksek kaliteli olması için eleman kalite oranının 0.1' den büyük olması istenir. Bu oranın 1' e yaklaşması kullanılan elemanların kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir. Modelin iyileştirilmesi için önce bloklar halinde, sonrada yüzeysel ve hacimsel olarak sonlu elemanlar ağı ile bölündü.

Bilgisayar programına tanımlanan sınır şartlarında yapılan değişikliklerin, ne tür etkiler yaratacağı hakkında hızlı bir biçimde bilgi sahibi olunabilir. Süreklilik denklemi, momentum korunumu ve k - ϵ türbülans modelinin kullanılmasıyla kabin içinde ve sistem sınırlarında havanın sıcaklık, hız ve basınç dağılımları ayrıntılı bir biçimde elde edilir.

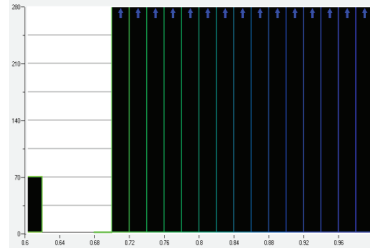


Şekil 3. Modelin hacimsel olarak sonlu elemanlara ayrılmış hali

Sayısal modelde soğuk depo sonlu sayıda elemanlara ayrılarak ve düğüm noktaları elde edilmiştir (Tablo 3).

Tablo 3. Modelin sonlu elemanlar istatistiğinin dağılımı

Modelin Sonlu Elemanlar İstatistiği	
Düğüm noktası Sayısı	600462
Eleman Sayısı	575507



Şekil 4. Kullanılan programın sayısal ağ yapısının kalite histogramı

Laboratuvarda yapılan deneyde hava hızı 2 ms^{-1} ve kabin içi sıcaklık set aralığı 272.95 K ile 275.15 K olarak seçildi. Prob yardımıyla hava hızı ve sıcaklık değerleri datalogger kullanılarak anlık ölçümler kayıt altına alındı ve sayısal simülasyon değerleriyle karşılaştırılması amaçlandı.

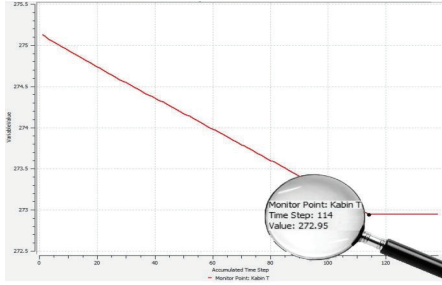
Bilgisayar destekli analiz için kullanılan programda farklı fan hızlarında dört ayrı analizler yapıldı. Sıcaklık, hız, basınç dağılımı verileri ile soğuk hava depomuzda dağılan deney sonuçlarımız arasında yakınsama olup olmadığına bakıldı. Dolayısıyla deney sonucumuzun sayısal hesaplama ile uyumlu veriler elde edilmesi ile, yapılmak istenen değişiklikler öncelikle bilgisayar ortamında yapılarak zaman ve maliyette önemli kazanımlar elde edilecektir.

Sayısal model analizi

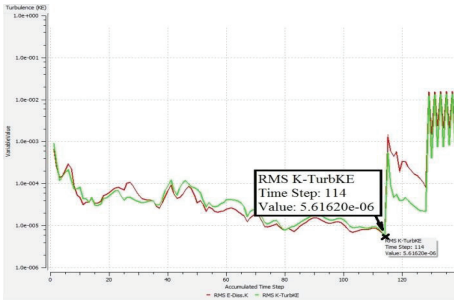
Sayısal modellemede sınır şartları; havanın yoğunluğu 1.293 kgm^{-3} , kabin içi başlangıç sıcaklığı 293 K ve kabin içi son sıcaklık 272.8 K olarak belirlenmiştir.

Çözümleme yapılırken eş zamanlı olarak, vektörel sıcaklık dağılımları, vektörel hız dağılımları, kabin içi akış dağılımı, momentum ve kütle, türbülans miktarları, basınç dağılımları, statik entalpi dağılım şekilleri izlenebilir. Çözümün yakınsaması, hata eğrilerinin ekrandan izlenmesi ile takip edilir. Bu eğriler 10^{-4} veya 10^{-5} değerlerine eriştiğinde hesaplamaların yakınsama kriterinde olduğu anlaşılır. İterasyonlar sonucu bu fan hızı ile 114 saniyede 275.15 K' den 272.95 K' e inildiği görülmüştür (Şekil 5).

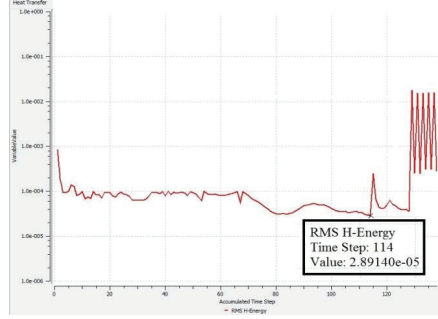
Dış ortam sıcaklığı 293 K iken, set aralığına (275,15-272,95 K) giriş periyodundaki momentum değişimi (Şekil 6) ve ısı transfer miktarındaki değişim (Şekil 7) ve kütleleşim değerleri (Şekil 8) belirlenmiştir (Kılıç, 2010).



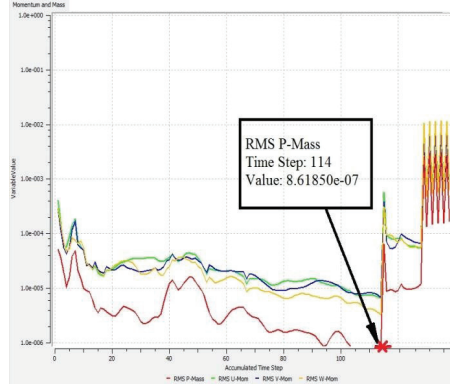
Şekil 5. Sıcaklık-Zaman Grafiği



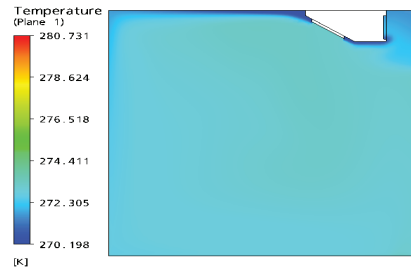
Şekil 6. Türbülans-Zaman Grafiği



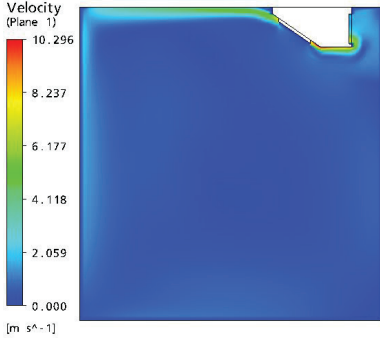
Şekil 7. Isı Transfer-Zaman Grafiği



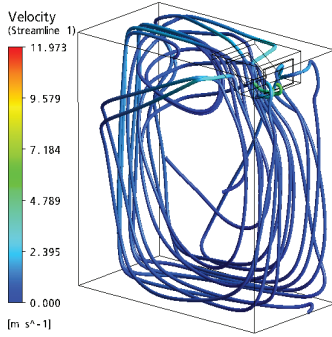
Şekil 8. Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği



Şekil 9. Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (114. saniye)

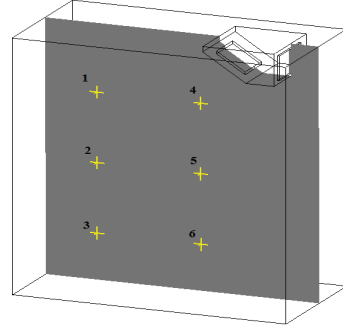


Şekil 10. Kabin içi eş hız dağılımı (114. saniye)



Şekil 11. Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (114. saniye)

Şekil 12'de görülen düğüm noktalarındaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri belirlenmiştir (Tablo 4). Depo içindeki düğüm noktalarındaki sıcaklık değerleri arasındaki farklar ihmal edilecek kadar küçüktür. Bu nedenle farklı noktalardan sıcaklık değerlerinin ölçülmesine gerek duyulmamıştır.



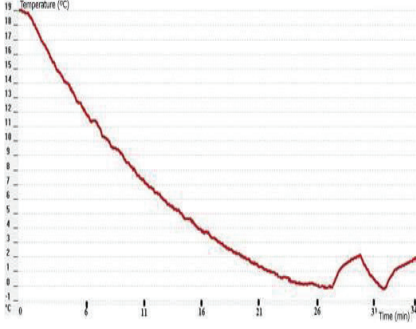
Şekil 12. Örnek alınan düğüm noktaları

Tablo 4. Örnek düğüm noktalarındaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri

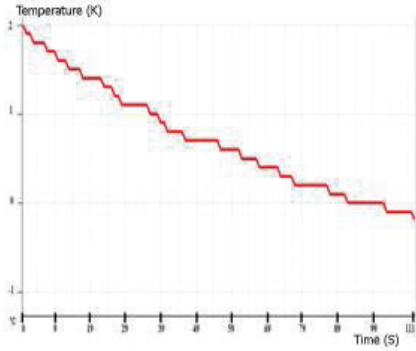
Konum	Sıcaklık K	Hız m/s	Basınç Pa
Düğüm 1	2.730e+02	4.948e-01	-7.282e-01
Düğüm 2	2.729e+02	5.418e-01	-7.166e-01
Düğüm 3	2.729e+02	4.244e-01	-5.559e-01
Düğüm 4	2.733e+02	2.437e-01	-7.168e-01
Düğüm 5	2.732e+02	1.390e-01	-6.952e-01
Düğüm 6	2.730e+02	4.708e-01	-6.686e-01

Laboratuvar sonuçlarının elde edilmesi

Laboratuvarımızda bulunan soğuk deponun rejime ulaşması ve stop-start periyodlarındaki zamana bağlı sıcaklık değişimleri verilmiştir (Şekil 13 ve 14). Ölçüm değerlerinden de görülmektedir ki, stop-start periyodunda, sistem istenen 275,15 K ile 272,95 K olan set aralığına 111 saniyede girmektedir (Tablo 5) (Kılıç, 2010).



Şekil 13. Soğuk hava deposunun rejime girmesi, sıcaklık-zaman eğrisi



Şekil 11. Hava hızı $V = 2 \text{ ms}^{-1}$, sıcaklık-zaman grafiği

Tartışma ve sonuç

Bu çalışmada, fan çalışma hızı, fanın bulunduğu konum, ürün depolama şekli, batarya yüzey alanları, cihazın çalışma süreleri, kabin içi basınç dağılımı ve deponun izolasyonu ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Soğutucu ünite aşırı hava hareketi depo içindeki üründe nem kaybına neden olur. Tam tersi ise yani dolaşım havasının çok yavaş olması, havadaki nemin soğutucu üniteye karlanması olayına sebep olur. Ürünleri depoya yerleştirirken amaçlarımızdan biri, havanın depoda serbestçe dolaşımına uygun istifleme

olmalıdır. Ürün cinsine göre istifleme yüksekliği ve tekniği de ayrıca belirlenmelidir. Böylelikle soğuk oda havasının yeterince ve kolayca karışmasıyla sıcaklığın ve nemin istenen değerler arasında tutulmasında da fayda sağlanacaktır. Nem miktarını ise havanın debisi, batarya yüzey alanları, fanların sayısı, kesit alanları da direkt etkilemektedir. Evaporatörde ideal kızgınlık seviyesini kontrol etmek için ise evaporatör fanında frekans kontrollü fan hız devresi kullanılmaktadır. Kızgınlık arttığında fan hızının artırılması gerekecektir. Kızgınlık azaldığında ise fan hızının düşürülmesi gerekmektedir. Frekans kontrollü devrelerde evaporatör çıkışına konulan hissedici elemanlarla fanın dakikadaki devir sayısı ayarlanarak kızgınlığı ideal sınırlarda tutmak amaçlanır.

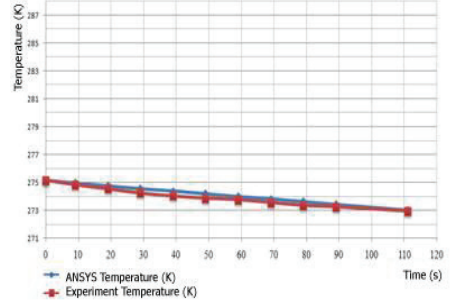
Soğuk oda cihazlarında toplam çalışma süreleri, muhafaza edilecek ürünün cinsine bağlı olarak oda sıcaklığı, evaporatör yüzey sıcaklığı ve günlük defrost süresine göre 16-18 saat olur. Soğuk muhafazada 16 saat çalışıp 8 saat dururken, donmuş muhafazada ise 18 saat çalışıp 6 saat durur. Aynı zamanda da bu süreye bağlı olarak da nem oranı değişim gösterecektir. Bu çalışmada kullanılan yöntemle her ürüne uygun hava dolaşım hızı ve sıcaklık set aralık değerleri seçilebilmektedir. Böylelikle kabin içinde zamana bağlı olarak doğru sınır şartlarının tanımlanmasıyla sayısal simülasyonu yapılabilmektedir. Depolanan ürüne bağlı olarak istifleme, fan yeri, fanın konumu, fan hızı, kabin içi sıcaklık dağılımı, hava dolaşım hızı, kabin içi basınç dağılımı vb. birçok parametre rahatlıkla saniye saniye izlenebilmektedir.

Laboratuarda alınan anlık ölçümlerimizde kabin içi ortalama sıcaklık 275, 15 K' den 272,95 K' e 111 saniyede inilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla sayısal yazılım sonuçlarımızda ise bu set aralığına 114 saniyede inildiği görülmüştür. Bu alınan iki değer arasındaki yakınsaması analizimiz için tanımlanan sınır şartlarımızın doğru olduğunu ve gerçek koşullarla örtüştüğünü göstermektedir (Kılıç, 2010).

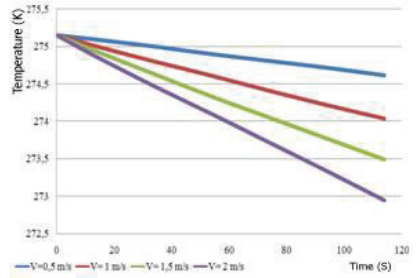
Tablo 5. Laboratuvar ve yazılım programı sonuçlarının sıcaklık-zaman çizelgesi

ZAMAN s	HAD SICAKLIK K	DENEY SICAKLIK K
0	275,15	275,15
9	274,96	274,84
19	274,76	274,55
29	274,56	274,25
39	274,38	274,05
49	274,19	273,85
59	274	273,75
69	273,81	273,55
79	273,62	273,35
89	273,43	273,25
99	273,24	273,15
111	273,01	272,95

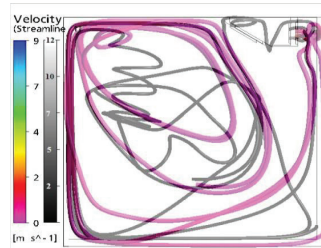
Deney sonuçları ile model arasındaki bulgular göstermektedir ki kabin içi sıcaklık dağılımları arasında yakınsama görülmektedir. Beklenen değer olarak deney sonuçları seçilmiş, gerçekleşen değer olarak simülasyon sonuçları seçilmiştir. Beklenen değer ile gerçekleşen değer arasındaki yakınsama oranı çok yüksektir. Beklenen değer ile gerçekleşen değer arasındaki sapmayı da hesaplayacak olursak, en ıraksak olunan nokta olan 39. saniyede sadece %1' lik bir sapma görülmektedir (Şekil 15). Sistemin rejime girme periyodunda, sıcaklık farkı zamanla azaldığından, evaporatör fanı çalışmaya başladıktan 20 saniye sonra sıcaklık düşüş eğimi kırılma göstermektedir (Şekil 14). Bunun nedeni ise sistem ilk başlangıç anı ile 20. saniyede gösterilen performans arasında farktır. Çünkü başlangıçta kabin içi sıcaklığı yüksek olduğu için sistemden ısı çekişi fazla ve hızlı olacak, zamanla kabin içi sıcaklığı da düşecek dolayısıyla ısı çekişi de düşecektir.



Şekil 15. Deneysel ve sayısal sonuçların sıcaklık-zaman karşılaştırılma diyagramı



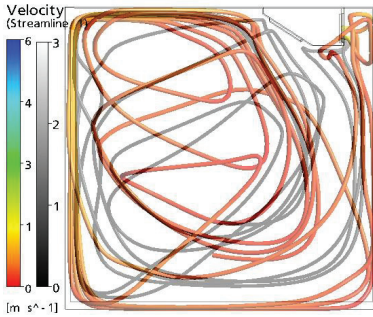
Şekil 16. Farklı fan hızlarında 114 saniyede zamana bağlı kabin içi sıcaklık düşüşü

Şekil 17. Fan hızı 2 ms^{-1} ile $1,5 \text{ ms}^{-1}$ kabin içi hava akış eğrileri.

DeneySEL verilerin alınması 2 ms^{-1} hava dolaşım hızlarında alınmış ve simüle edilmiştir (Şekil 17). Farklı hava dolaşım hızlarında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Hava hızı 1 ms^{-1} iken daha homojen sıcaklık dağılımı gözükmeKtedir (Şekil 18).

Soğuk hava deposunda evaporatör fan hızı arttıkça soğutma etkisi artmaktadır (Şekil 16). Fan hızı azaldıkça soğutma etkisi azalmaktadır. Hava hızının büyük seçilmesi sistemi kısa sürede rejime sokmakta fakat hızın büyük seçilmesi üründe kütle kaybına ve fiziksel bozulmalara neden olduğu bilinmektedir. Ayrıca yüksek hava hızlarında sistemin devreye giriş-çıkış sayısı da artacağından mekanik sistemlerin ilk hareketi anında aşırı moment altında kalması sistemin ömrünü azalttığı gibi, enerji tüketimini de arttırmaktadır. İdeal hava hızını sağlamak için evaporatör çıkışına konulan bir sensörle kızgınlığın stabil hale getirilmesi gerekir. Bunun sağlanabilmesi için evaporatör fanı frekans konvertörü ile kontrol edilmelidir.

Bu çalışma zamana bağlı olarak yapıldığı için sayısal yazılım programı ile kabin içinin herhangi bir yerindeki sıcaklık, basınç ve hava hızını algılayıcı (küresel prob) kullanarak istenilen bir zamanda anlık ölçümler alınabilmektedir.



Şekil 18. Fan hızı 1 ms^{-1} ve 0.5 ms^{-1} kabin içi hava akış eğrileri

Genel sonuçlar

Bu çalışmada laboratuvar şartlarında yaptığımız deneyde set aralığı $275,15 \text{ K}$ ile $272,95 \text{ K}$ seçilmiştir. Fan çalışma hızı 2 ms^{-1} iken anlık ölçümler alınmış $275,15 \text{ K}$ ' den $272,95 \text{ K}$ ' e 111 saniyede düştüğü görülmüştür. Deney için katlanılan zamanı kısaltabilmek adına, iki farklı program olan sonlu elemanlar yöntemi kullanan sayısal ağ yazılım programı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile bilgisayar destekli analiz yapılmıştır. Analizden alınan sonuçlarda da $272,95 \text{ K}$ ' e 114 saniyede inildiği görülmüştür.

Çalışmada ulaşılan iki farklı sonucun yakın olmasından dolayı, analiz sayesinde modelde yapılan değişiklikler ve tasarımların ne tür etkiler yaratacağı hakkında hızlı bir biçimde bilgi sahibi olunabilmekte, deney için katlanılan zaman ve maliyet düşmektedir.

Deney için seçilen fan hızının 2 ms^{-1} hız yerine 1 ms^{-1} hızda olması bu çalışmada kullanılan boş kabin içinde daha fazla homojen sıcaklık dağılımı sağlayacağı görülmüştür. Bu çalışmaya ek olarak dolu depo şartlarında da modellemeler yapılabilir.

Fan hızı 2 ms^{-1} için yapılan deney ve sayısal analiz sonuçlarına göre, beklenen değer olan deney ölçümleri ile gerçekleşen değer olan analiz değerleri yakınsamıştır. Sapma değerinin ne kadar olduğunun tespiti için en iraksak olunan nokta olan 39 uncu saniyede sadece %1 hesaplanmıştır. Bu durum sayısal analizimizin gerçek sonuçlar verdiğini göstermektedir.

Her ne kadar yapılan deneysel ve sayısal analizlerde, soğuk depo boş olarak yapılmış olsa da, aynı yöntemle, yük altında analizler gerçekleştirilebilir. Elde edilen yüksek yakınsama kullanılarak farklı gıda maddelerinin depolama şartlarına uygun sıcaklık ve bağıl nem değerlerine bağlı olarak hava hızları, evaporatör yerleşim yeri çalışma süresi, enerji tüketimine bağlı olarak verimlilik analizleri gibi tespitler kolaylıkla yapılabilecektir.

Kaynaklar

- Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., (2004). Thermo-economic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **31**(1), 95-107.
- ANSYS CFX-Solver, Release 11.0: Theory, Boundary Conditions.
- Chen, J., Thermodynamic and Thermo-economic (2001). Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System”, *International Journal of Energy Research*, 413-426.
- Cortella, G., CFD-aided retail cabinets design, (2002), *Computers and Electronics in Agriculture*, **34** (1-3) :43-66.
- Cortella, G., Manzan, M. and Comini, G., (2001). CFD simulation of refrigerated display cabinets, *International Journal of Refrigeration*, **24**(3), 250-260.
- Cui, J., Wang S., , (2004). Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases, *International Journal of Thermal Sciences*, **43**(10), 993-1002
- Çengel Y., Boles M. A., , (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, 83
- D'Agaro, P., Cortella G. and Croce G., (2006). Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation , *International Journal of Refrigeration*, **29**(2), 178-190
- Documentation for ANSYS ICEM CFD/AI Environment 11.0, Help Manual, Edit Mesh, Display Mesh Quality, Mesh Quality Histogram.
- Duranay, M., (2005). Kompozit bir plakanın farklı ortamlarda soğutulmasında sıcaklık dağılımının sayısal analizi, *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendis Bilimleri Dergisi*
- Güneş, M., (1994). Bilgisayar destekli olarak çeşitli geometrik şekillere sahip gözenekli ortamlarda kurutma prosesinin incelenmesi, Doktora Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir
- Güngüneş, H. M., (2007). Hava Perdeli Bir Ticari Soğutma Kabinin Sayısal Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Ankara*
- Kılıç G.A.,(2010). Soğuk depoda depolama süresini etkileyen parametrelerin analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- Lauder, B. E., Spalding, D. B., (1972). Lectures in Mathematical Models of Turbulence, *Academic Press, London, England*.
- Navaz, H. K., Henderson, B. S., Faramarzi, R., Pourmohamed A. and Taugwalder, F., (2005). Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases, *International Journal of Refrigeration*, **28** (2), 267-275,
- Özbek, S., (1987). Genel Meyvecilik, *Çukurova Üniversitesi, Ziraat Fakültesi*, Yayın No: 111, Adana, 386
- Özrahat, E.,2007, Değişik Gazlar İçin Çift Camlı Pencere Boyutlarının Sayısal İncelenmesi, *Yüksek lisans tezi*, Erciyes Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Savaş, S., Yalçın, E., Bayboz, B.,(2003). Soğuk Depoculukta Alışlagelen Yöntemler, Uygulanmayan Doğrular ve Kalite, *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*
- Usta, N., (1993). Computer Analysis and Economic Optimization of Refrigeration Systems, *Master Thesis*, M.E.T.U., The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara, 135
- Wang, F., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Karayiannis, T.G. and Bailey, C., (2005). A novel superconductive food display cabinet, *The Institute of Refrigeration at the Institute of Martine Engineering, Science and Technology*