

## HAVA PERDELİ BİR TİCARİ SOĞUTMA KABİNİNİN SAYISAL ANALİZİ

**Sinan ÇALIŞKAN\***, **Taner ALTUNOK\*\***, **Şenol BAŞKAYA\*\*\***, **H. Murat GÜNGÜNEŞ\*\*\***

\*Makine Mühendisliği, Mühendislik Fakültesi, Hitit Üniversitesi, Çorum

\*\*Makine Mühendisliği, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çankaya Üniversitesi, Ankara

\*\*\*Makine Mühendisliği, Mühendislik Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Ankara

[scaliskan@gazi.edu.tr](mailto:scaliskan@gazi.edu.tr), [baskaya@gazi.edu.tr](mailto:baskaya@gazi.edu.tr), [taltunok@cankaya.edu.tr](mailto:taltunok@cankaya.edu.tr)

(Geliş/Received: 06.07.2010 ; Kabul/Accepted: 10.12.2010)

### ÖZET

Yiyecekleri kritik sıcaklık değerlerinin altında korumak donmuş yiyeceklerin yüksek kaliteli ömrünü uzatmak açısından önemlidir. Bu amacı sağlamak için, hava perdeleri özellikle işyerlerinde ve perakende satış yapan süpermarketlerde iç ortam ile dış ortam arasında bir bariyer olarak kullanılan sistemlerdir. Bu iki ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde tutulması hem ortam hava kalitesi hem de enerji tasarrufu açısından önemlidir. Dış ortam ile iç ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde olması ısı transferini azalttığı gibi, ortamdaki mevcut nem dengesinin de sabit kalmasını sağlar.

Bu çalışmada, ticari amaçlı bir soğutma kabininin sayısal analizi yapılmıştır. Bu çalışma için bilgisayarlı sayısal akışkan dinamiğinin bir kodu olan PHOENICS'den yararlanılmıştır. Tek jet, iki jet ve üç jet sistemi içinde elde edilen optimum şartlarda, ortam havasının sıcaklığı değiştirilmek suretiyle durumlar arası karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan tüm bu CFD analizleri neticesinde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğu ve üç jetli soğutma sistemlerinin kabin içinde ürünlerin muhafaza edilmesi için istenilen sıcaklık değerlerinin sağlanmasında, özellikle kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmasından dolayı en ideal sistemler olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Hava perdesi, CFD, Soğutma kabini.

## NUMERICAL ANALYSIS OF A COMMERCIAL DISPLAY CABINET WITH AIR CURTAIN

### ABSTRACT

Maintaining food temperatures below critical values is the important maximising the high quality display life of chilled foods. Air curtains are especially used in stores and retailer supermarkets as barrier systems to separate inner and outer spaces from each other. For both air quality and energy saving, it is crucial that the air transfer between these two spaces are at minimum. Minimization of air transfer between inner and outer spaces, not only decreases heat transfer but also stabilizes the humidity balance. In this study, numerical analysis of a commercial display cabinet has been carried out. For this purpose PHOENICS, a computational fluid dynamics code, is utilized. Optimum jet system conditions for each of the one jet, two jet and three jet systems has been modified according to temperature change of the air, and comparisons among them have been made.

The results indicate that, the results the both CFD analysis and experimental results are almost equal and refrigeration systems with three jets is required to obtain the necessary temperature values to keep products fresh in display cabinets, especially because they can distribute temperature in a homogeneous way, meaning that the temperature value is the best ideal system at every point in the cabinet with three jets.

**Keywords:** Air curtain, CFD, Refrigerated display cabinet.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde dünya genelinde tüm sektörlerde her geçen gün enerji kullanımı ve buna bağlı olarak enerji birim fiyatları artış göstermektedir. Enerjinin hayatımızdaki en önemli faktörlerden biri olmasından dolayı hemen her sektörde enerji kullanımını azaltacak sistemler tasarlanıp kullanılmaktadır.

Bu sistemlerin temel çalışma prensibi dolabın emme menfezinden emilen hava kullanılan çeşitli tip fanlarla hareketlendirilerek soğutucu halkalara verilir. Soğutucu halkalardan soğutulmuş hava kanalına verilen havanın bir kısmı opsiyonel olarak kullanılan delikli arka plakadan kabin içine verilir. Kalan hava ise kanalda ilerleyerek basma menfezinden hava perdesini oluşturacak şekilde jetten verilir. Ancak arka plakada delik olmaması halinde soğutucu halkalardan soğutulmuş kanala verilen havanın tamamı jetten hava perdesini oluşturacak şekilde verilir. Opsiyonel olarak bulunan arka plakadaki delikler arka plakadan kabin içine soğuk hava verilerek yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin daha soğuk seyretmesini sağlamaktadırlar. İç ortam iklimlendirilmiş olarak sıcak yada soğuk konumda olabilir. Dış ortam ise sıcak yada soğuk olabileceği gibi toz, partikül, böcek vb. istenmeyen maddelerin bulunduğu kısımdır. Bu iki ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde tutulması hem ortam havası kalitesi hem de enerji tasarrufu açısından büyük önem arz etmektedir. Dış ortam ile iç ortam arasındaki hava değişiminin minimum düzeyde olması hem ısı transferini azaltır hem de ortamdaki mevcut nem dengesinin stabil kalmasını sağlar [1].

Uluslararası gıda endüstrisi tarafından gıda güvenliği ve hijyen konularında bir rapor yayınlanmıştır [2]. Raporla Amerika'da yapılan araştırma sonuçlarına yer verilerek, her yıl 24-81 milyon hastalık vakasının gıdaların yapısındaki mikro-organizmalardan kaynaklandığı belirtilmiştir. Aynı konuda İngiltere'de ise yaklaşık 4.5 milyon hastalık vakası olduğu belirtilmiştir. 1990 yılında İngiltere'de yapılan bir yasama ile gıda zehirlenmesi üzerine hükümler yayınlanmıştır. İlgili kanun hükümlerinde temel amaç gıdaların +5°C'nin altında muhafaza edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Çünkü bir gıda maddesinin mükemmel şekilde muhafazası için kritik değer +5°C'dir. Ancak araştırma yapılan süper marketlerin bir kısmında bu değer +8°C, diğer kısmında ise +10°C ve daha üzeri olduğu tespit edilmiştir. Bu tespitleri doğrulayıcı nitelikte Gıda Standartları Acentesi (FSA) gıda zehirlenmesi vakalarının artış eğiliminde olduğunu belirtmiştir. Bu artış eğiliminin önüne geçilmesi yalnız yiyecek güvenliğinin temini ile mümkündür ve yiyecek güvenliğinin artırılması için soğutma işleminin muntazam şekilde yapılması gerekmektedir. Bu tespitler göz önüne alındığında özellikle son yirmi yılda soğutma amaçlı kullanılan dolaplarda hava perdeli mekanizmaların kullanımı

oldukça yaygın hale gelmiştir. Bu mekanizmaların kullanımı ile kabin içerisinde muhafaza edilen gıdaların kalitesi ve raf ömrü olumlu olarak etkilenmiştir.

Field ve Loth, dış ortamdaki kabin içine doğru gerçekleşen hava sürüklenmesinin analizi için deneysel bir çalışma yapmışlardır [3]. Deneysel düzeneği olarak x yönünde tam olarak stoklanmış tek jetli bir kabin seçmişlerdir. Soğutma kabininin tavan kısmında yer alan jette üniform bir hız profili mevcuttur ve raflardaki gıdalar düz duvar şeklinde stoklandığından jetten verilen hava aşağı doğru zorlanmış ve yoğun bir hız profili şeklinde akış göstermektedir. Reynolds sayısının 4200-8000 arasında ve Richardson sayısının 0.13-0.58 arasında değiştiği gözönüne alınarak farklı durumlar için farklı noktadaki hız değerleri ile jetteki ve emme menfezindeki sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Fandan verilen havanın hızına göre Reynolds ve Richardson sayılarındaki değişim incelenmiştir. Fandan verilen havanın hızının artışına bağlı olarak Reynolds sayısının artış eğiliminde iken, Richardson sayısının düşme eğiliminde olduğu görülmüştür. Düşük hızlarda Reynolds sayısının 100'lü katlar halinde artması durumunda profilin duvar yüzeyinden ayrıldığı ve dolayısıyla duvardan olan ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Bu bağlamda vorteks dinamiği, hız profilinin değişimi ve termal sürüklenmeler Reynolds ve Richardson sayılarının değişimine göre incelenmiştir. Bu ölçümler yapılırken hız ölçümleri PIV tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Bu yöntemle mevcut soğutma kabininde kullanılan hava perdelerinin hız profilleri ile ilgili olarak testler yapılmış olup, bu profillerden hangisinin daha az sürüklenme ürettiği gözlemlenmiştir. Jet ve emme menfezindeki sıcaklık değişimleri ise termokapül yardımıyla tespit edilmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde zamanla hava perdesinde vorteks yapılarının geliştiği gözlemlenmiştir. Bu akış stilini daha iyi anlamak için hava perdesinin ara yüzeyi incelenmiştir. Düşük Reynolds sayılarında akışlarda soğutma kabininin maruz kaldığı hava sürüklenme miktarı azaldığı ve böylece sistem performansı ve verimin arttığı belirlenmiştir.

D'Agaro, Cortella ve Croce, yapmış oldukları CFD simülasyonunda dikey geometri bir soğutma kabinini ele almışlardır [4]. Seçilen soğutma kabini üzerine iki ve üç boyutlu CFD modellemeleri yapılarak hava perdelerinin performans ve fiziksel mekanizmaları üzerine bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca çalışmada elde edilen CFD sonuçları ile deneysel test sonuçları karşılaştırılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Mevcut sistemde üç adet hava perdesi kullanılmış olup, rafların arka kısmından hava akışının olmadığı varsayılmıştır. Daha sonra ise üç boyutlu simülasyonlar yapıp, dolap uzunluğu, sıcak hava perdesi ve çevresel hava hareketinin soğutma sistemi üzerine etkileri incelenmiştir. Buna

göre kısa ebatlı soğutma dolaplarında kenar duvarlarda oluşan üç boyutlu ikincil vorteksler sıcak hava sürüklenmesi için en uygun mekanizmayı oluşturduğu görülmüştür. Yapılan sayısal çalışmalarda yüksek hız durumlarında, modellenen bölgede güçlü sirkülasyon bölgelerinin olduğu görülmüştür.

Ge ve Tassou, soğutma kabinlerinde kullanılan çeşitli tür hava perdelerini kullanarak teorik çalışma yapmışlardır [5]. Bu teorik çalışma kapsamında sonlu elemanlar metodu ile MIN, BASE ve MAX hava perde çeşitleri kullanılarak farklı ortam hava entalpileri ve farklı değerdeki jet ile ortamın sıcaklık farkları için hesaplamalar yapmışlardır. Yapılan hesaplamalar sonucunda hava perdesinden olan toplam ısı transferinin, ortamdaki havanın entalpisinin artmasıyla lineer bir artış gösterdiği görülmüştür. Ayrıca jetten verilen hava ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkı arttığında toplam ısı transferinin buna bağlı olarak artış gösterdiği tespit edilmiştir. Hava perdesinin yüksek-giriş menfezi ile emme menfezi arasındaki uzunluk arttıkça hava perdesinden olan ısı transferinin arttığı görülmüştür. Bu durumun nedeni olarak ortam havası ile soğutulmuş ortam arasındaki ara karışım alanının daha geniş olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca hava perdesinin yüksekliğinin artması halinde emme menfezinden giren havanın sıcaklığının da arttığı görülmüştür.

Cortella, yatay ve dikey soğutucu dolaplar üzerine yapmış olduğu CFD modellemelerinde, hava akış modelini önceden tahmin ederek kabin içi sıcaklık değerlerini incelemiştir. Ayrıca dış ortamdaki sıcak havanın kabin içine doğru sürüklenmesinin kabin içi enerji dengesine olan etkisi yoğun olarak incelemiştir. Simülasyon sonuçlarını deneysel test sonuçlarıyla karşılaştırarak durum değerlendirmesi yapmışlardır. Sonuç olarak soğutma dolaplarının performans değerlerinin büyük ölçüde dış ortamdan (oda) kabine doğru gelen havanın hızı ve sıcaklığına büyük ölçüde bağlı olduğu ve yapılan CFD simülasyonlarının oldukça yararlı ve güvenli bir araç olduğunu tespit etmiştir [6].

Cortella ve arkadaşları dikey konumlu açık bir soğutma kabini üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır [7]. Yapılan teorik hesaplamalarda fiziksel problemin ifade edilmesinde kullanılan diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülmesinde kullanılan sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Yapılan çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile kabin içindeki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kaynak fonksiyonu-vortisiti formülasyonu ve LES türbülans modeli baz alınarak çeşitli çalışma şartları üzerine gerekli hesaplamalar yapmışlardır. Kabin performansını etkileyen önemli faktörlerden biri olan giriş havası hız ve sıcaklık değerleri üzerine karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda hava perdesini oluşturan

basma menfezinden verilen havanın hızının artması halinde hava sürüklenmesinden dolayı oluşan ısı akısının arttığı dolayısıyla hava perdesinin veriminin düştüğü gözlenmiştir.

Navaz ve arkadaşları kabin içine dış ortamdaki sürüklenen havanın fiziksel durumunu baz alarak deneysel ve CFD simülasyon modellemesi yapmışlardır. Düşük Reynolds sayısına sahip akışların sürüklenen hava miktarını azalttığı görülmüştür. DPIV (Dijital partikül görüntü hız ölçeri) kullanılarak hız akış alanı türbülans yoğunluğu elde edilmiştir. Ayrıca hava perdesinin basma ve emme ızgaralarına farklı uzaklıklardaki noktalarında hız analizi yapmışlardır. Buna göre hava perdesinin hız değeri konuma bağlı olarak değiştiği saptanmıştır. Analiz sonuçlarından dış ortamdaki kabin içine doğru sürüklenen hava miktarının, jetten verilen havanın türbülans yoğunluğu, dönüş ızgarasının ortalama hız profili ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişim gösterdiği tespit edilmiştir [8].

Cui ve Wang, hava perdeli yatay geometri bir soğutma kabinin bulunduğu bir soğutma dolabının enerji performansı ve optimizasyonu üzerine CFD simülasyon modellemesi ve deneysel çalışmalar yapmışlardır [9]. Soğutma kabininde dikey soğutma dolaplarında olduğu gibi yan panelden bir kısım soğutulmuş hava girerek kabin içindeki yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin soğuk seyretmesini sağlayan bir mekanizma mevcuttur. Diğer kısım hava ise yatay bir hava perdesi oluşturacak şekilde giriş jetinden verilmektedir. Deneysel çalışmalarında R12 soğutucu akışkan kullanmışlardır. Dış ortamın havasından kaynaklanan sürüklenme nedeniyle hava perdesinde – y yönlü parabolik bir sürüklenme oluşmuştur. Sistemin toplam soğutma yükünün, kabinin açık kısmında sürüklenmeden kaynaklanan ısı yükü, radyasyonla ısı transferi ile fan ve ısklandırmalardan kaynaklanan ısı yüklerinden kaynaklandığı üzerine durulmuştur. Yatay kabin içinde belirlenen beş noktada hız ve sıcaklık değerleri tespit edilerek yapılan iki yöntemle karşılaştırılmıştır. Genel olarak kabin içinde hava perdesinden alt noktalara doğru inildikçe sıcaklık değerlerinde düşüşler gözlenmiştir. Hız dağılımlarında ise genel bir eğilimin olmadığı tespit edilmiştir.

Ge ve arkadaşları ticari soğutma kabininin sayısal analizini çoklu ortam sıcaklıkları için çalışmışlardır. Bu kabin modelinin doğruluğu için ikinci bir soğutucu ile soğutulan ticari soğutma kabinin çoklu ortam sıcaklığı model olarak seçildi. Bu kabin modeli yiyecek üretimi, soğutucu sıcaklıkları ve hava akışının farklı bölgelerdeki sonuçları ile karşılaştırarak kabul edilmiştir. Geçerli olan bu model dizayn şartları ve kabin performansını analiz etmek için kullanıldı [10].

Yu ve arkadaşları teoriksel modellerden yararlanarak iki akışkanlı sistemler için süreklilik, momentum,

enerji ve türbülans kinetik enerjisiyle ilgili olarak denklemler elde etmişlerdir [11-12].

## 2.PROBLEMİN TANIMI (PROBLEM DESCRIPTION)

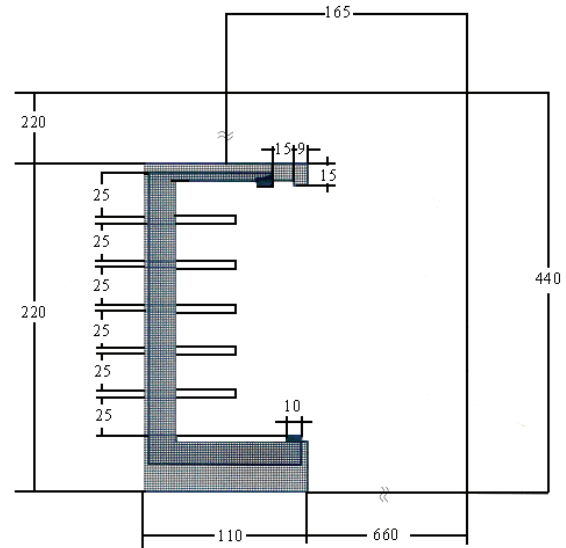
Bu çalışma kapsamında özellikle perakende satış yapan süpermarketlerde satış ve teşhir amaçlı kullanılan dikey geometrili bir soğutma kabininin sayısal analizi yapılmıştır. Bu sayısal analiz yapılırken soğutma kabininin iç kısmı, ortalama ara yüzey ve dış ortamdaki vektörel akışkan hareketi ve akışkanın sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Soğutma kabininin fiziksel boyutları yükseklik (H), genişlik (W) ve hava perdesi açıklığı (K) olarak belirlenmiştir. Kabin içi ve dış ortamı birbirinden ayıran hava perdesini oluşturan, yani fanın jet şeklinde verilen havanın sıcaklığı ( $T_{jet}$ ) ve hızı ( $V_{jet}$ ) değerleri mevcuttur. Hava perdesinden dolayı dış ortamla etkileşim sonrasında dış ortamdaki hareketin incelenmesi için açık alan tanımlanmıştır. Bu alanı tanımlayan sınırların sıcaklık değerleri  $T_{or}$  (ortam sıcaklığı) olarak alınmıştır.

Sayısal olarak incelenen problemin çözüm alanı içindeki hava hareketi, karışık konveksiyon durumları ile incelenmiştir. Soğutma kabininin iç kısım yüzeyleri ile dış yüzeyleri ve sıcaklık değerleri mevcut olmayan tüm yüzeyleri yalıtılmış olarak kabul edilmiştir. Dış ortamdaki hava ile etkileşimin incelendiği kısımdaki zemin yalıtılmış olup u, v hız bileşenleri sıfır kabul edilmiştir. Ortamdaki nem oranının sabit olduğu kabul edilmiştir.

Ayrıca hava girişinin de sabit sıcaklıkta ( $T_{in}$ ) ve sabit hızda ( $V_{jet}$ ) jetten verildiği kabul edilmiştir. Kinematik viskozite ( $\nu$ ) ve Prandtl sayısı (Pr) gibi akışkan özellikleri, alana giriş sıcaklığı için sabit kabul edilmiştir. İdeal gaz olarak, yoğunluk ( $\rho$ ) sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak değişken kabul edilmiştir.

### 2.1. Fiziksel model (Physical model)

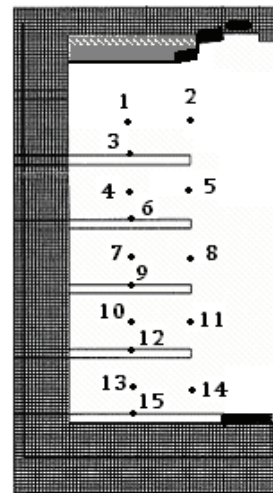
Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında ilk olarak literatürde yer alan deneysel bir çalışmanın yapıldığı makalede ele alınan soğutma kabininin geometrisi ve sınır şartları gözönüne alınarak aynı kabin için sayısal analiz yapılmıştır. Soğutma kabininin iki boyutlu kesiti, Şekil 1'de görülmektedir [13]. Soğutma kabininin yükseklik (H), genişlik (W) ve hava perdesi açıklığı (K) sırasıyla 220, 110 ve 167 cm dir.



Şekil 1. İncelenen soğutma kabininin iki boyutlu kesiti (Two dimensional cross-section of the cooling cabinet investigated)

Soğutma kabin bölgesi ve dış ortamda oluşan sıcaklık ve hız değerlerinin incelenmesi için x ekseninde 6,6 m ve y ekseninde 2,2 m uzunluğunda serbest bölge ele alınmıştır.

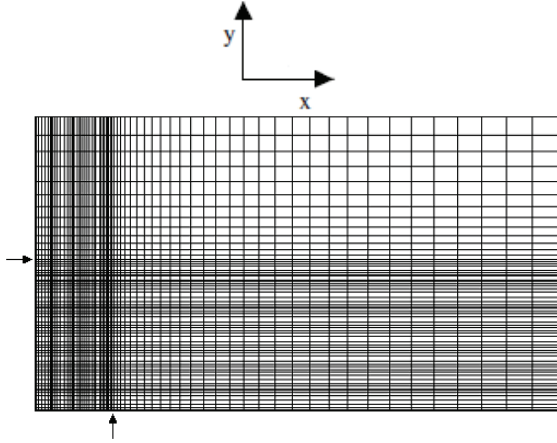
Aynı boyut ve raf düzenine sahip soğutma kabini için üç adet giriş menfezi ile iki adet emme menfezi modellenerek tek, iki ve üç jetli sistemler için sayısal analiz yapılmıştır. Tek, iki ve üç jetli durumlar için incelenecek olan sıcaklık noktaları Şekil 2'de görülmektedir. Ayrıca kabinde on beş adet nokta seçilerek sayısal analiz kapsamında bu noktalardaki sıcaklık dağılımları incelenmiştir.



Şekil 2. Sayısal çalışmada incelenen sıcaklık noktaları (Temperature locations of the numerical investigation)

Çalışmada iki boyutlu koordinat sistemi (x-y) kullanılmıştır. Problem alanında x ekseninde 70 hücre, y ekseninde 77 hücre alınarak fiziksel modelin incelenmesi yapılmıştır.

Problemin çözüm alanına ait hücre yapısı Şekil 3'deki gibidir. Özellikle soğutma kabinin tanımlandığı bölgelere daha fazla hücre tanımlaması yapılarak hassas olarak hız ve sıcaklık değerlerinin elde edilmesi sağlanmıştır.



Şekil 3. Analiz yapılan problem alanının hücre yapısı  
(Cell structure of the analyzed problem section)

## 2.2. Genel denklemler (General equations)

Bu çalışmada, kapalı alandaki karışık konveksiyon ile ısı transferi ve akışkan akışı, sürekli şartlarda kütle korunumu, momentumun, enerjinin korunumu, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri kullanılarak üç boyutlu şekilde ifade edilmiştir.

### Kütlenin korunumu denklemi

Kararlı ve iki boyutlu bir akış için kütle korunumu denklemi aşağıdaki eşitlikle ifade edilir

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Burada  $u$ ,  $v$  ve sırasıyla  $x$ ,  $y$  yönlerindeki hızları temsil etmektedir.

### Türbülanslı akışta momentum korunumu denklemi

Kararlı ve iki boyutlu bir akış için türbülanslı momentum denklemleri aşağıdaki eşitliklerle ifade edilir

$x$ - yönündeki momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + S_u \quad (2)$$

$y$ -yönündeki momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + S_v \quad (3)$$

Denklem 2 ve 3'deki  $S_u$  ve  $S_v$  kaynak terimini ve  $\mu_{ef}$  etkili dinamik viskozite ifade etmektedir.

### Türbülanslı akış enerji denklemi

Enerji denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v T) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (4)$$

Denklem 4'de verilen  $\Gamma_{ef}$  etkili değişim katsayısı olarak tanımlanmıştır. Bu durum  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir. Bu metodun uygulanması neticesinde çözülmesi gereken ilave denklemler olarak türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri verilmiştir.

### Türbülans kinetik enerjisi denklemi

Kararlı ve iki boyutlu bir akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u k) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v k) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_K + G_B - \rho \epsilon \quad (5)$$

Burada,  $\sigma_k$  türbülans model sabiti,  $G_K$  kayma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranı ve  $G_B$  kaldırma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranıdır.

$G_K$  ve  $G_B$  terimleri aşağıdaki şekillerde ifade edilir:

$$G_K = \mu_t \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (6)$$

$$G_B = -g \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial y} \quad (7)$$

Burada  $\mu_t$  türbülans viskozitesi,  $\sigma_t$  ise türbülanslı Prandtl sayısıdır.

### Türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemi

Kararlı ve iki boyutlu bir akış için türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı ( $\varepsilon$ ) denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\varepsilon}{k} [C_{1\varepsilon} G_K + C_{3\varepsilon} G_B - \rho C_{2\varepsilon} \varepsilon] \quad (8)$$

Burada,  $\sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$  türbülans model sabitleridir.

### 2.3. k- $\varepsilon$ Türbülans Modeli (k- $\varepsilon$ Turbulent model)

Standart k- $\varepsilon$  modeli (Launder ve Spalding, 1974), ortalama akış ve difüzyon sayesinde türbülans özelliklerinin geçiş etkilerine, türbülansın üretimi ve yok edilmesine izin veren bir türbülans modelidir. Biri türbülans kinetik enerjisi  $k$ , diğeri türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı  $\varepsilon$  olmak üzere iki geçiş denklemi (kısmi diferansiyel denklemler) çözülür.

Bu modelin altında yatan kabul,  $\mu_t$  türbülans viskozitesinin izotropik olduğu, başka deyişle ortalama deformasyon oranı ve Reynolds gerilmesi arasındaki oranın tüm yönlerde aynı olduğudur. Bu kabul, birçok değişik akış durumunda hatalı sonuçlar verebilir. Bunu önleyebilmek için Reynolds gerilmelerini içeren taşınım denklemlerini üretmek ve bütün terimleri çözmek gerekir. Momentum denklemlerinde görünen Reynolds gerilmeleri, fiziksel olarak, türbülanslı hız salınımlarının bir sonucu olarak ortaya çıkan konvektif momentum değişimlerinden dolayıdır. Her bir Reynolds gerilmesi için bir tane olarak altı geçiş denklemi; difüzyon, basınç gerilmesi ve yayılım terimlerini içerir.

Bu model, viskoz etkilerin baskın olduğu duvarlara yakın bölgelerde sadece tam türbülanslı akışlar için uygulanabilir ve genellikle duvar sınır şartlarının duvardan yeterli derecede uzak noktalara transfer edildiği duvar fonksiyonları ile birlikte kullanılır. Bunu yapmak için duvarın logaritmik kanunu yaygın olarak kullanılmaktadır.

k ve  $\varepsilon$  için model denklemleri, değişim yayılım teriminin etkisiyle eliptiktir. Sınır şartları kullanıldığında; giriş için k ve  $\varepsilon$ ' nun dağılımları verilmelidir. Çıkış yada simetri ekseninde  $\partial k / \partial n = 0$  ve  $\partial \varepsilon / \partial n = 0$ ; serbest akış için  $k=0$  ve  $\varepsilon=0$  alınır. Katı duvarlarda ise yaklaşım, Reynolds sayısına bağlıdır.

### 2.4. Türbülans model denklemleri (Turbulent model equations)

Türbülans viskozitesi denklemi aşağıda verilmiştir :

$$\mu_{ef} = \mu_t + \mu \quad (9)$$

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

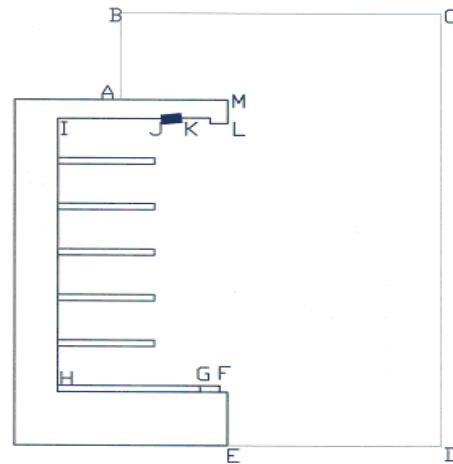
$$\Gamma_{ef} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{\mu}{Pr} \quad (11)$$

Burada,  $\mu_t$  türbülans viskozitesi,  $\mu$  laminar viskozite,  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $C_\mu$  türbülans model sabiti,  $\Gamma_{ef}$  etkili değişim katsayısı, Pr Prandtl sayısı,  $\sigma_t$  türbülanslı Prandtl sayısıdır. Türbülans model sabitleri ve değerleri şu şekildedir:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= 1.00 ; & C_\mu &= 0.09 ; & \sigma_k &= 1.00 ; \\ \sigma_\varepsilon &= 1.314 ; & C_{1\varepsilon} &= 1.44 ; & & \\ C_{2\varepsilon} &= 1.92 ; & C_{3\varepsilon} &= 1.00 & & \end{aligned} \quad (12)$$

### 2.5. Sınır Şartları (Boundary conditions)

Sınır şartlarının tanımlanması için soğutma kabininin iç ve dış yüzeyleri ile çözüm alanı Şekil 4'de görüleceği üzere alfabetik olarak ifade edilmiştir. Bu haliyle soğutma kabininin iki boyutlu kesiti Şekil 4'de görülmektedir.



Şekil 4. Soğutma kabinindeki sınır şartlarının tanımlandığı kısımlar (Locations on the cooling cabinet there boundary conditions were defined)

Şekil 4'de görüldüğü gibi kabin ve çözüm alanı on üç kısımdan oluşmak kaydıyla ilgili sınır şartları harfler vasıtasıyla konumlandırılarak belirlenmiştir. İncelenen soğutma kabininin yalıtılmış iç duvarları, kabinin dış duvar yüzeyleri, jet ve emme menfezleri

ve problemin incelendiği çözüm alanının sınırları ile ilgili mevcut sınır şartları Tablo 1’de verilmiştir.

**Tablo1.** Soğutma kabininde tanımlanan sınır şartları  
(Boundary conditions defined in the cooling cabinet)

Bölüm	T	u	v	P
AB	$T = T_{or}$	0	0	0
BC	$T = T_{or}$	0	0	0
CD	$T = T_{or}$	0	0	0
DE	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
EF	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
FG	$\partial T / \partial y = 0$	0	$V_{em}$	0
GH	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
HI	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
IJ	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
JK	$T = T_{jet}$	$U_{in}$	$V_{in}$	0
KL	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-
LM	$\partial T / \partial x = 0$	0	0	-
MA	$\partial T / \partial y = 0$	0	0	-

Tablo 1’de görüleceği üzere on üç farklı kısım için üç farklı parametre göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Burada yer alan parametreler sıcaklık (T), hız bileşenleri (u,v) ve basınç (p) dir.

Problemin çözümünde uygulanan sınır şartları aşağıdaki şekilde verilmiştir.

#### İç ve dış duvar sınır şartı

Soğutma kabininin iç ve dış yüzeyleri yalıtılmıştır, bu yüzeylerdeki sıcaklık tanımlaması ise  $\partial T / \partial x = 0$  ve  $\partial T / \partial y = 0$  şeklindedir. Ayrıca bu yüzeylerdeki akışkan hız bileşenleri (u, v) sıfırdır. Zemin yüzeyinde ise hız bileşenleri (u,v) sıfır olup, yüzey yalıtılmış olduğundan  $\partial T / \partial y = 0$  olarak ifade edilebilir.

Katı duvara dik koordinat yönü y ise,  $30 < y^+ < 500$  aralığında düz bir duvara yakın türbülanslı bölge olan logaritmik tabakada ölçülen ortalama akış için, log-law yada duvarın kanunu denilen genel bir formül aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir.

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (13)$$

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (14)$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{\kappa y} \quad (15)$$

Burada,  $u^+$  boyutsuz duvar hızı,  $u_\tau$  sürtünme hızı,  $\kappa$  von Karman sabiti ( $\kappa=0.41$ ),  $E$  duvar pürüzlülük parametresi ( $E=8.6$ ), ve  $y^+$  duvar

yönündeki boyutsuz mesafedir.  $u_\tau$ ,  $\tau_w$  ve  $y^+$  değerleri aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir.

$$u_\tau = \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (16)$$

$$\tau_w = \mu \left( \frac{du}{dy} \right)_w \quad (17)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (18)$$

Burada,  $\tau_w$  duvar kayma gerilmesi,  $\mu$  akışkan dinamik viskozitesi,  $y$  duvara en yakın dik uzaklık ve  $\nu$  ise moleküler kinematik viskozitedir.  $0 \leq y^+ \leq 30$

aralığında, ortalama akış yaklaşık lineerdir ve bu kısım viskoz alt tabakadır

$$(u^+ = y^+).$$

Duvar yüzeylerinin üzerindeki hızların, türbülans kinetik enerjisinin ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranının hesabı için logaritmik kanun duvar fonksiyonu kullanılmıştır.

#### Açık alan sınır şartı

Problemin çözümü için ele alınan açık alan yüzeylerinde akışkan hız bileşenleri (u, v) ve basınç değeri sıfırdır. Ayrıca belirlenen bu yüzeylerdeki akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığına eşittir.

#### Jet ve emme menfez sınır şartı

Jetten verilen havanın sıcaklık değeri ( $T = T_{jet}$ ) ile hız değeri iki bileşenli ( $U_{in}, V_{in}$ ) şeklindedir. Ayrıca jet kısmında basınç değeri sıfırdır.

Jetten verilen hava ile ilgili sınır şartında kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir:

$$k_{in} = 1.5 [(U_{in}^2 + V_{in}^2)^{1/2} T_i]^2 \quad (19)$$

$$\varepsilon_{in} = C_\mu^{0.75} k_{in}^{3/2} / L_\varepsilon \quad (20)$$

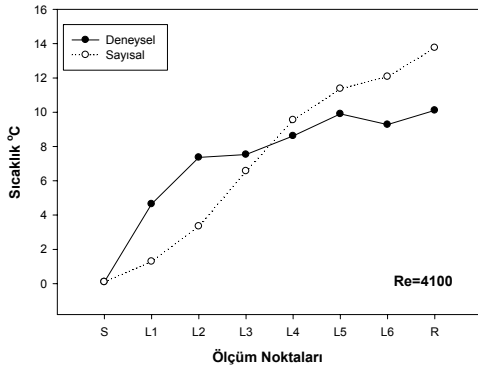
$$L_\varepsilon = 0.007 b \quad (21)$$

Burada,  $k_{in}$  giriş şartında türbülans kinetik enerjisi,  $T_i$  giriş şartında türbülans yoğunluğu,  $\varepsilon_{in}$  giriş şartında türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı,  $C_\mu$  türbülans model sabiti,  $L_\varepsilon$  karakteristik uzunluk ve  $b$  giriş menfezi genişliğidir.

Emme menfezinde ise tanımlanan hız değeri  $V_{em}$  olarak tanımlanmakla beraber bu değer ortalama ortam sıcaklığına bağlı olarak jetten verilen havanın kütsel debisi gözönüne alınarak kütselin korunumu denklemi esas alınarak hesaplanmaktadır. Yalnızca -y yönünde bir hava hareketi mevcut olup, burada basınç değeri sıfırdır.

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

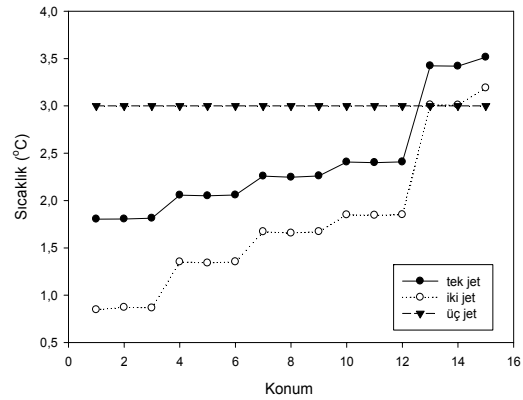
Ortam sıcaklığının 22, 25, 28 ve 31°C değerleri için tek, iki ve üç jet durumunun aktif olması durumlarında soğutma kabini içerisindeki 15 farklı noktada elde edilen sıcaklık değişimlerinin sayısal analiz sonuçları yorumlanmıştır. Ayrıca sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında ilk olarak literatürde yer alan deneysel bir çalışmanın yapıldığı çalışmada ele alınan soğutma kabininin geometrisi ve sınır şartları gözönüne alınarak aynı kabin için sayısal analiz yapılmıştır [10]. Makalede tek jet ve tek emme menfezinin yer aldığı ve kabin içinde yer alan rafların boş olduğu dikey geometri bir soğutma kabini ele alınmıştır. Soğutma kabininin raflarındaki sıcaklık değerlerinin 27°C'deki ortam sıcaklığına göre sayısal ve deneysel sonuçların değişimi Şekil 5'de verilmiştir. Şekil 5'de görüldüğü gibi deneysel sonuçlarla sayısal sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir. L3 ve L4 noktalarında sayısal ve deneysel sonuçların daha uyumlu olmasının sebebi kabin içerisindeki sıcaklıkların bu noktalarda daha üniform olmasıdır.



**Şekil 5.** Soğutma kabini raflarındaki sıcaklıkların değişimi (Variation of the temperatures in the cooling cabinet shelves)

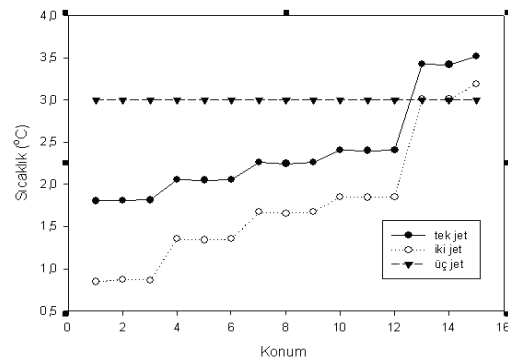
Ortam sıcaklığının 22°C olduğu durum için tek, iki ve üçlü jet sistemlerde kabin içinde farklı noktalarda oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6'da görüldüğü gibi mevcut dağılımın kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. Kabin içinde aynı raf bölgesindeki sıcaklık değerleri yaklaşık olarak aynı sıcaklık değerlerine sahipken, rafların konumuna göre sıcaklık değerleri de kademeli olarak değişmektedir. Üç jet sisteminin aktif olduğu durum için kabin içinin dış ortamdan etkilenmemesinden dolayı ölçüm yapılan on beş noktada da 3°C'lik bir sıcaklık değeri

mevcuttur. Şekil 6'da görüldüğü gibi tüm değerler 0-4°C aralığında olduğundan 22°C ortam sıcaklığında her üç sistemde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.



**Şekil 6.** Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ( $T_{or}=22^{\circ}\text{C}$ ) (Temperature values at the measurement points for one, two and three diffuser cases,  $T_{av}=22^{\circ}\text{C}$ )

Tek, iki ve üç jetli hava perdeli sistemler için 25°C'de kabin içinde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 7'de gösterilmiştir. Özellikle tek ve iki jetli hava perdeli sistemler için elde edilen sıcaklık dağılımları grafiksel olarak birbirine yakındır. Üç jetli hava perdeli sistemde ise her noktada aynı sıcaklık değerleri elde edildiğinden düzgün çizgi şeklinde bir dağılım elde edilmiştir. Bu durum ise tek ve iki jetli sistemlerin dış ortamdan etkilendiği ve bunun neticesinde kabin içinde farklı dağılımların elde edildiğini göstermiştir.

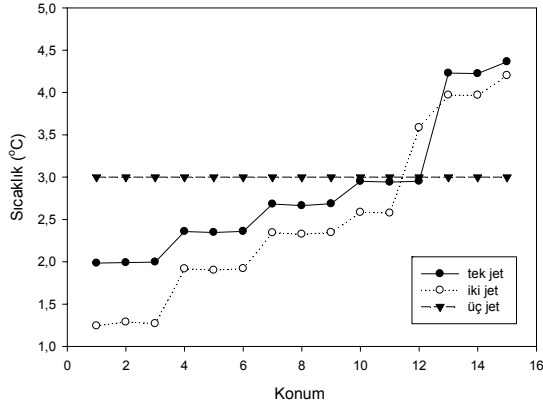


**Şekil 7.** Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ( $T_{or}=25^{\circ}\text{C}$ ) (Temperature values at the measurement points for one, two and three diffuser cases  $T_{av}=25^{\circ}\text{C}$ )

Tek, iki ve üç jetli hava perdeli sistemler için 28°C'de kabin içinde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 8'de gösterilmiştir. Bu dağılıma göre tek ve iki jetli sistemler için en alt raf bölgesi haricindeki tüm alan pratikte kullanılabilir olarak görülmektedir. En alt raf bölgesinde ise bu sıcaklık artışının nedeni olarak hava perdesinin kısmen de olsa dağılmaya başlamasından dolayı dış ortamdan kabine içine doğru cereyan eden

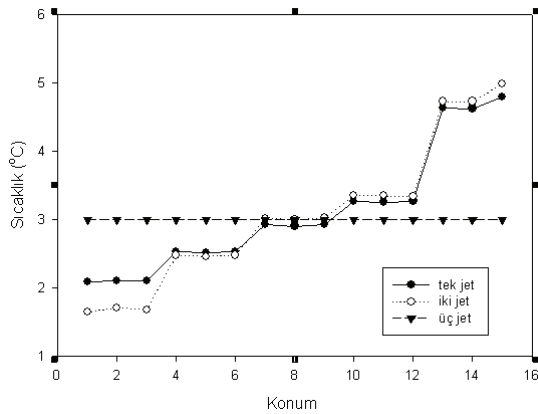


sürüklenmenin artması olarak söylenebilir. Üç jetli sistemde ise kabin içindeki tüm alanda kararlı bir biçimde 3°C'lik bir sıcaklık değeri mevcut olduğundan mevcut sistemin pratikte rahatlıkla kullanılabilir bir sistem olduğu sonucuna varılmıştır.



**Şekil 8.** Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ( $T_{or}=28^{\circ}\text{C}$ ) (Temperature values at the measurement points for one, two and three diffuser cases,  $T_{av}=28^{\circ}\text{C}$ )

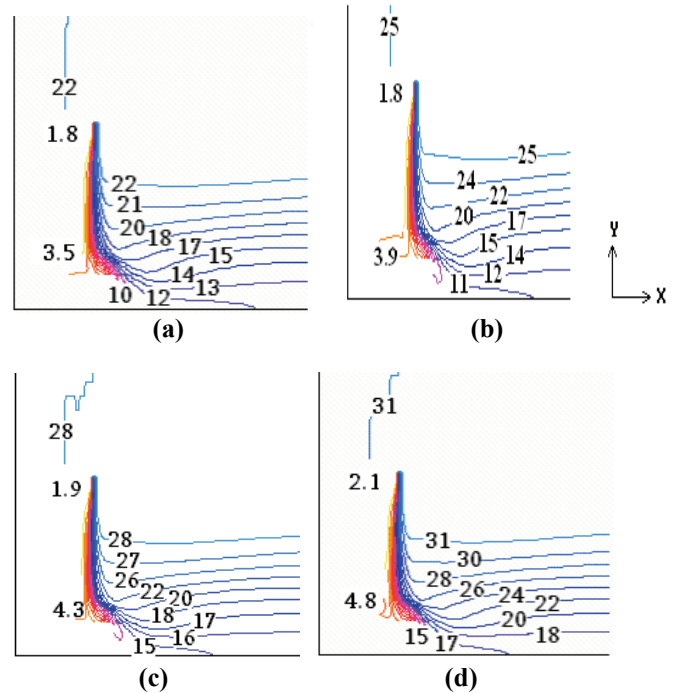
Tek, iki ve üç jetli hava perdeli sistemler için 31°C'de kabin içinde elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 9'da gösterilmiştir. Şekil 9'da sıcaklık grafiğinde tek ve iki jetli sistemlerde yine benzer sıcaklık profillerinin oluştuğu ve özellikle her iki sistemde de orta raf bölgelerinde çok yakın sıcaklık değerlerinin oluştuğu görülmüştür. Gerek tek jet gerekse iki jetli sistemler için en alt raf bölgesi hariç soğutma kabininin kullanılabilir durumda olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Üç jetli durumda ise diğer ortam sıcaklıklarında olduğu gibi kabinin tüm bölgelerinde 3°C'lik bir sıcaklık değerinin oluştuğu görülmüştür.



**Şekil 9.** Tek, iki ve üç menfezli durum için ölçüm noktalarındaki sıcaklık değerleri ( $T_{or}=31^{\circ}\text{C}$ ) (Temperature values at the measurement points for one, two and three diffuser cases,  $T_{av}=31^{\circ}\text{C}$ )

Şekil 6,7,8 ve 9'da 11-13 arasındaki konumlarda iki ve üç jet sistemi için ani sıcaklık artışı görülmektedir. Şekil 10,11 ve 12'de görüldüğü gibi bu noktada akış etkileşimleri fazladır.

Tek jetli sistem için dört farklı ortam sıcaklığında kabin içi ve dış ortamda oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 10'da verilmiştir. Mevcut dağılımlara göre tek jetli sistem için ortam sıcaklığının 22 ve 25°C değerleri için sistem kullanılabilir niteliktedir. Ancak ortam sıcaklığının artması halinde yani ortam sıcaklığının 28 ve 31°C olarak alınması neticesinde doğal olarak kabin içine doğru cereyan eden sürüklenmeden dolayı özellikle alt raf bölgesinde sıcaklık artışı gerçekleştiğinden kritik sıcaklık değerinin üzerine çıkmıştır. Sıcaklık değerindeki bu artış ürünlerin uygun şekilde muhafaza edilmesini engelleyecek durumda olup, kullanılması sakıncalı bir durum olarak ortaya çıkmıştır. En üst raf bölgesinde oluşan kabin içi en düşük sıcaklık değerlerinde ortam sıcaklığının değişmesine rağmen en fazla 0.3°C düzeyinde bir sıcaklık artışı gözlemlenmiştir. Oysa ki en alt raf bölgesinde oluşan kabin içi en yüksek sıcaklık değerinde ortam sıcaklığına bağlı olarak 1.3°C'ye kadar bir sıcaklık artışının oluştuğu tespit edilmiştir.

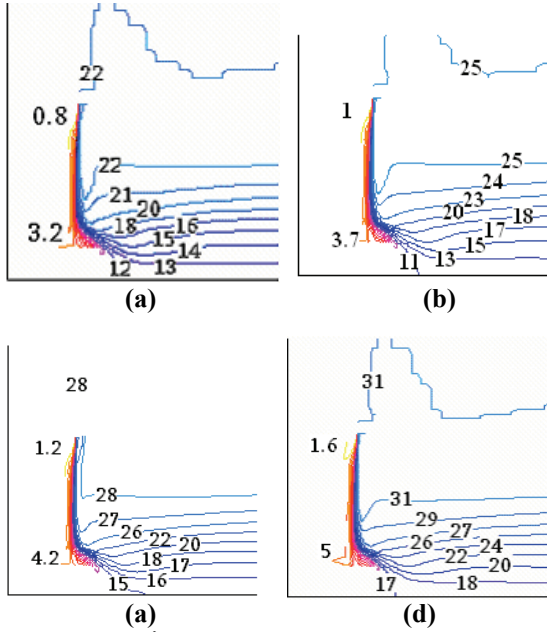


**Şekil 10.** Tek jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C

(Temperature distributions for different environment temperatures for the single jet case (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C)

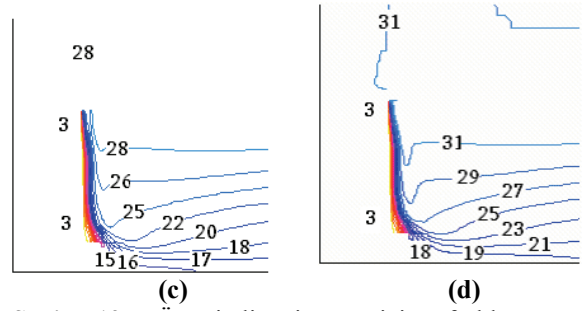
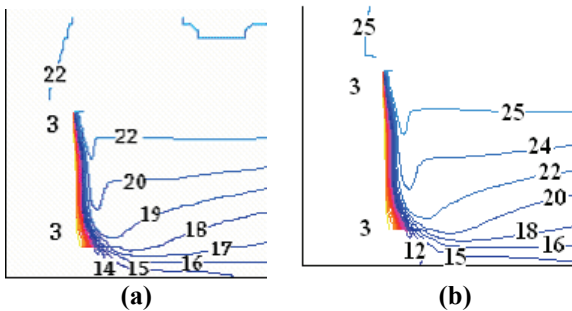
İki jetli sistem için dört farklı ortam sıcaklığında kabin içi ve dış ortamda oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 11'de verilmiştir. Mevcut sıcaklık eğrilerine bakıldığında tek jetli sisteme benzer şekilde, ortam sıcaklığının 22 ve 25°C olduğu durumlar için sistemler kullanılabilir olup, 28 ve 31°C'lik ortam sıcaklıkları için pratikte kullanılması sakıncalı olabilecek durumların ortaya çıktığı görülmüştür. Dört farklı ortam sıcaklığındaki durumlar için kabin

içinde oluşan en düşük sıcaklık değerleri 0.8-1.6°C arasında değişirken, kabin içinde oluşan en yüksek sıcaklık değerleri 3.2-5°C arasında değişmektedir. Bu durum ise kabin içindeki alt raf bölgesinde, dış ortam havasının kabin içine doğru daha fazla sürüklendiğini göstermektedir.



**Şekil 11.** İki jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları. (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C  
(Temperature distributions for different environment temperatures for the two jet case (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C)

Üç jetli sistem için dört farklı ortam sıcaklığında elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 12'de verilmiştir. Dağılımlara bakıldığında tüm durumlar için sistemin kullanılabilir olduğu görülmektedir. Bu durumun temel nedeni ise üç jetli sistemde dış ortamdan etkilenmenin olmaması olduğu söylenebilir. Bu yönüyle her ne kadar piyasa şartlarında üç jetli soğutma kabinleri kullanılsa da, bu sistemlerin gayet etkili sistemler olduğu açıkça görülmektedir.



**Şekil 12.** Üç jetli sistem için farklı ortam sıcaklıklarında oluşan sıcaklık dağılımları (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C  
(Temperature distributions for different environment temperatures for the three jet case (a) 22°C (b) 25°C (c) 28°C (d) 31°C)

## 5. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışma kapsamında, özellikle perakende satış yapan süpermarketlerde kullanılan hava perdeli soğutma kabinlerinin sayısal analizi yapılmıştır.

Mevcut kabin üzerinde üç adet giriş jeti ve iki adet emme menfezi modellenerek farklı durumlar için sistemlerin analizi yapılmıştır. Literatürde yapılan mevcut çalışmalar gözönüne alındığında tek, iki ve üç jetli hava perdeli soğutma sistemlerinin farklı durumlarda aktive edilmesi ve farklı fiziksel şartlardaki durum analizi ilk defa yapılmıştır. Tek jet, iki jet ve üç jet menfezinin aktif olması durumları için 22, 25, 28 ve 31°C ortam sıcaklığında süt ve süt ürünleri için gıda kodeksinde belirtilen sıcaklık aralığında ürünlerin muhafaza edilmesini sağlayan sıcaklık değerleri tespit edilmiştir. Buna göre tek jetli sistem için optimum değerler, jetten verilen havanın sıcaklık değeri 1.5 °C olarak bulunmuştur. İki jetli sistem için optimum değerler, jetlerden verilen havanın sıcaklık değerleri sırasıyla dış ve orta menfezlerde 25°C ve 0°C olarak bulunmuştur. Üç jetli sistem için ise optimum değerler ise dış, orta ve iç menfezlerde sırasıyla 25,3 ve 3 °C olarak bulunmuştur.

Özellikle tek ve iki jetli sistemlerin yüksek ortam sıcaklık ve hızlarında zayıf sistemler olduğu buna karşın üç jetli sistemlerin çoğu zaman yüksek sıcaklık ve hızlarda dahi ürünler için istenilen muhafaza sıcaklıklarını temin ettiği görülmüştür. Üç jetli sistemlerde, havanın jetler arası etkileşimi diğer iki jete göre daha fazla olduğu için üç jetli sistemler tek, iki ve üç jetli sistemler için yapılan sayısal analiz sonucunda elde edilen bulgular neticesinde üç jetli sistemlerin oldukça etkin ve kararlı çalışan sistemler olduğu tespit edilmiştir.

Hava perdelerinin dış ortamdan iç ortama doğru sürüklenen havayı büyük ölçüde bertaraf etmesi, kabin içi sıcaklık değerlerinin istenen düzeyde seyretmesini sağlamıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde hava perdelerinin ortalama %75 düzeyinde kabin içine doğru olan sürüklenmeyi

azalttığı ve buna bağlı olarak ihtiyaç duyulan soğutma yükünü azalttığı tespit edilmiştir. Bu oran soğutma endüstrisi hesaplarına göre ise %90 düzeyindedir. Bu durum kullanılan enerji miktarında ise ortalama %50 düzeyinde bir tasarruf sağlayacağı sonucuna varılmıştır.

#### SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

$b$	Giriş menfezi genişliği
$g$	Yer çekimi ivmesi
$H$	Soğutma kabin yüksekliği
$K$	Hava perdesi açıklığı
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
$L_e$	Karakteristik uzunluk
$\dot{m}$	Kütleli debi
$P$	Basınç
$Pr$	Prandtl sayısı
$S$	Kaynak terimi
$T$	Sıcaklık
$T_{jet}$	Jetten verilen havanın sıcaklığı
$T_{emme}$	Emme menfezindeki sıcaklık
$T_{or}$	Ortam sıcaklığı
$T_i$	Giriş şartında türbülans yoğunluğu
$u^+$	Boyutsuz duvar hızı
$y^+$	Boyutsuz duvara olan mesafe
$u_\tau$	Sürtünme hızı
$V$	Hız
$V_{jet}$	Jetten verilen havanın hızı
$V_{emme}$	Emme menfezindeki hız
$W$	Soğutma kabin genişliği
$\Gamma_{ef}$	Etkili değişim katsayısı

#### Yunan harfleri (Greek symbols)

$\alpha$	Termal sürüklenme faktörü
$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı
$\kappa$	Von-Karman sabiti
$\mu$	Vizkozite
$\mu_t$	Türbülans viskozitesi
$\nu$	Kinematik viskozite
$\rho$	Yoğunluk
$\sigma_k$	Türbülans model sabiti
$\sigma_t$	Türbülanslı Prandtl sayısı
$\tau_w$	Duvar kayma gerilmesi

#### İndisler (Subscripts)

or	Ortalama
----	----------

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Sirén, K., Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain- part II, **Energy and Buildings**, Vol. 35, No. 7, 697-705, 2003.
2. Wang, F., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Karayiannis, T.G. and Bailey, C., A novel superconductive food display cabinet, **The Institute of Refrigeration at the Institute of Martine Engineering, Science and Technology**, 2005.
3. Brandon, S. F., Loth E., Entrainment of refrigerated air curtains down a wall, **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 30, No. 3, 175-184, 2006.
4. D'Agaro, P., Cortella G. and Croce G., Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 29 No. 2, 178-190, 2006.
5. Ge, Y. T., Tassou S. A., Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 21, No. 2, 201-219, 2001.
6. Cortella, G., CFD-aided retail cabinets design, **Computers and Electronics in Agriculture**, Vol.34, No. 1-3, 43-66, 2002.
7. Cortella, G., Manzan, M. and Comini, G., CFD simulation of refrigerated display cabinets, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 24, No.3, 250-260, 2001.
8. Navaz, H. K., Henderson, B. S., Faramarzi, R., Pourmovahed A. and Taugwalder, F., Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 28 No. 2, 267-275, 2005.
9. Cui, J., Wang S., Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases, **International Journal of Thermal Sciences**, Vol.43, No.10, 993-1002, 2004.
10. Ge, Y.T., Tassou, S.A., Hadawey, A., Simulation of multi-deck medium temperature display cabinets with the integration of CFD and cooling coil models, **Applied Energy** Vol. 87, 3178-3188, 2010.
11. Yu, K.Z., Ding, G.L., Chen, T.J., Simulation of air curtains for vertical display cases with a two-fluid model, **Applied Thermal Engineering** Vol. 27, 2583-2591, 2007.
12. Yu, K.Z., Ding, G.L., Chen, T.J., Modified two-fluid model for air curtains in open vertical display cabinets, **International Journal of Refrigeration**, Vol. 31, 472-482, 2008.
13. Chen, Y. G., Yuan, X. L., Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet, **Journal of Food Engineering**, Vol. 69 No.3, 261-267, 2005.

