

# HVAC SİSTEMLERİNDE KULLANILABİLECEK YENİ TİP BİR DİFÜZÖR İÇİN PERFORMANS İNCELEMESİ

Şahin Yiğit  
Cengizhan SUNGURLU  
Burhan ÇUHADAROĞLU

## ÖZET

Bu çalışmada; piyasada mevcut standart difüzörlerden (yayıcı) farklı olarak dağıtıcılık özelliği yüksek bir difüzörün tasarlanması amacıyla, çeşitli düşey kanat açısına sahip olan difüzörlerin ortamdaki hava dağıtıcılığı sayısal olarak incelenmiştir. Havalandırma yapılan ortama bir kanaldan gönderilen hava; oda duvarına yerleştirilen difüzör ile belli hızlarda ortama dağıtılmış ve alt kısımda yer alan tek bir açıklıktan da egzoz edilecek şekilde modellenmiştir. Oda içerisine yerleştirilen difüzörün çeşitli düşey kanat açılarında sayısal testleri yapılarak havanın ortamdaki dağılımı, hızı ve difüzörde ortaya çıkan basınç düşümleri, ANSYS-Fluent paket programı kullanılarak belirlenmiştir. Çalışmada ilk olarak Solidworks programında akış alanı geometrisi 3 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Daha sonra ANSYS-Fluent programının ağ (mesh) oluşturma modülü kullanılarak, difüzörden odaya doğru düzgün bir şekilde büyüyen ve dörtgen elamanlardan oluşan bir ağ yapısı kurulmuştur. Sayısal hesaplamada sürekli koşullarda; kütle korunumu, türbülanslı momentum korunumu, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı (ε) denklemleri kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar; düşey kanat açısı 45° ile 50° arasında olan difüzörlerin havalandırılan ortamda en ideal hava dağıtıcılığını sağlamakta olduğunu ve ortamdaki hava hızı açısından konfor koşullarına en uygun difüzörler olduğunu göstermektedir. Ayrıca difüzördeki hava basıncı düşümünün, düşey kanat açısının 40°den daha büyük değerlerinde önemli ölçüde artmakta olduğu da görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Difüzör, Kapalı Ortamlarda Hava Dağılımı, Basınç Düşümü, ANSYS-Fluent.

## ABSTRACT

In this study, it has been numerically analyzed that the re-formed diffusers which have higher air-distributive characteristics by addition of angled vertical fins. This type of diffuser is different from existing regular diffusers in market. The air provided by HVAC system has been distributed to the room with a constant velocity by a diffuser and it has been exhausted from a single air vent mounted bottom of the room. The distribution and velocity of the air and pressure drops in the diffuser has been determined by changing the vertical fin angle with ANSYS-Fluent software. In the study, the flow geometry has been designed in 3D by Solidworks software, firstly. Then, mesh study has been made by using ANSYS-Fluent software. In the mesh study, a constantly developing solution consisting of tetra elements has been made. In the numerical analysis, the equations of conservation of mass, conservation of turbulence momentum, turbulence kinetic energy (k) and diffusion rate of the turbulence kinetic energy (ε) have been used in steady state conditions. It has been obtained that the diffusers having the vertical fin angle of 45°-50° provide well air distribution and air velocities for human comfort at indoor. In addition, it has been examined that the pressure drop considerably rises with the angles greater than 40°.

**Key Words:** Diffuser, Air Distribution in Indoor Spaces, Pressure Loss, ANSYS-Fluent.

## 1. GİRİŞ

Havalandırma; bilindiği gibi kapalı bir hacimdeki kirlenmiş havayı değiştirmek amacıyla ısıtılmadan veya ısıtılarak, doğal akım, etkin basınç ya da mekanik bir etki (fan) yardımıyla, havanın ilgili hacimden emilerek dışarıya atılması veya bu hacme taze havanın sağlanmasıdır. Günümüz havalandırma uygulamalarında göz önüne alınan en önemli kıstas hiç kuşkusuz konfor koşullarının sağlanmasıdır. Kapalı hacimlerde konfor koşullarının sağlanması konusundaki kıstaslar her geçen gün daha da hassaslaşmakta ve daha fazla önem verilen bir konu olmaktadır. Bunun nedeni; ortamdaki hava hızının, bağıl nemin, hava sıcaklığının ve gürültü seviyesinin insanların sağlığını ve dolayısıyla çalışma verimliliklerini doğrudan etkilemesidir.

Günümüzde insanlar yaşamlarının önemli bir bölümünü kapalı hacimlerde geçirmektedir. Bu hacimlerde konfor koşullarının sağlanması ve korunması için yapılacak en uygun işlem havalandırma değildir. Havalandırma tesisatının tasarımındaki temel veri, iç ortam havasını sağlayan temiz ve koşullandırılmış hava miktarıdır. Bu hava miktarının belirlenmesi, insanların temiz hava ihtiyacı, belirli kirleticilerin derişiklik seviyelerinin limit değerler altında tutulması, basınç ve sıcaklık kontrolü gibi bazı temel ölçütlerden biri veya birkaçı esas alınarak yapılır. Bu ölçütler esas alınırken, kapalı hacimdeki insan sayısı (birim döşeme alanı için), kapalı hacimdeki cihazlar, insanların aktiviteleri ve elde edilebilir taze hava kalitesi gibi veriler de göz önünde bulundurulmaktadır.

Havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin performansını etkileyen önemli unsurlar; yaşam alanına sağlanan iklimlendirilmiş temiz havanın sürekli olarak (otomatik kontrol sistemindeki algılayıcıların konumlanmasına bağlı olarak) gereken debide olması ve bu havanın beslendiği mekân içerisinde en uygun şekilde dağıtılmasıdır (difüze olması). Taze havanın verilmesi ve dağılımı, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı; kullanılan hacimdeki hava akışının doğru tahmin edilmesi, etkili bir hava dağıtım sisteminin tasarımı için oldukça önemlidir.

Geçmiş dönemlerde sadece enerji maliyetleri sistem tasarımında önemli bir belirleyici parametre iken, günümüzde ise enerji maliyetlerinin yanı sıra, iç hava kalitesinin de önemi gerek ısı konfor gerekse sağlık açısından giderek artan ve enerji maliyetleri ile bütünleşen ikinci bir belirleyici parametre haline gelmiştir. Minimum enerji kullanımı ile kabul edilebilir bir iç hava kalitesine ulaşabilmek için farklı standartlarda farklı sınır değerler verilebilmektedir. Bu konuda Türk Standartları yeterli derinlik ve ayrıntıya sahip olmadıklarından belirleyici değildir. Esas olarak alınan ASHRAE'de kişi başına düşen dış hava miktarı bir standarda bağlanmıştır. ASHRAE Standart 62 'ye göre, eğer dış hava kalitesi yeterli ise ve gereken miktarlarda dış hava söz konusu hacimlere temin ediliyorsa, istenilen iç hava kalitesi elde edilir. Bu dış hava miktarları kişi başına lt/s şeklinde verilmektedir. Ayrıca, Avrupa'da çeşitli hacimler için saatteki hava değişim sayısı şeklinde veriler de mevcuttur. Ancak söz konusu havalandırma standart değerleri, halen tartışılmakta olan değerlerdir. Yeterli havalandırma, kaynaktan bağımsız olarak, her koşul için geçerli genel değerlerle temin etmek mümkün değildir [1].

Havalandırma sisteminin boyutlandırılması yapılırken konfor açısından göz önünde bulundurulacak en önemli kıstaslardan birisi, mahal içindeki hava hızlarının insanı rahatsız edici değerlere çıkmamasıdır. Bu hız hava sıcaklığına bağlı olarak 0,2 ile 0,3 m/s arasında değişir. Bir diğer konfor koşulu ise oda içerisinde düşey yöndeki hava sıcaklığı farkıdır. Oda içerisine taze havanın temini ve havanın oda içerisindeki dağılışı, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı, söz konusu alandaki hava akışının doğru olarak tahmin edilmesi, odanın bire bir veya küçültülmüş fiziksel modelleri içinde, hız ve sıcaklık ölçümleriyle yapılmaktadır. Ancak dünyada ve ülkemizde teknolojik ürünlerin geliştirilmesinde bilimsel çalışmalardan yararlanılması ve yenilikçi özellikler taşıyan ürünlerin tasarımında bilgisayar modellerinin kullanılması oldukça yaygınlaşmıştır. Teknolojinin gelişmesiyle beraber artık tasarımlar bilgisayar ortamlarında modellenip analizleri yapıldıktan sonra elde edilen sonuçlar, deneyler ile doğrulanarak üretime geçilmektedir. Bu bağlamda, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), hava hareketinin tahmini ve oda içi ısı konforun değerlendirilmesi için yetmişli yıllardan beri güvenilir bir araç olarak kullanılmaktadır. Dolayısıyla hava hareketlerinin sayısal çözüm sonuçları; ısı konfor, hava kalitesi ve sistem maliyeti açısından sistem tasarımcısına tasarım öncesi değişik seçenekler sunarak, tasarımcının en uygun tasarıma en düşük maliyetlerde ulaşmasına olanak sağlamaktadır.

Uygulamada bu denli önemli bir yeri olan bu konu literatürde de birçok araştırmacının ilgisini çekmektedir. Bu nedenle konu üzerine çok sayıda deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir. Balocco ve Lio [2] tarafından yapılan sayısal çalışmada, gelişmiş havalandırma ve iklimlendirme donanımları ile tasarlanmış bir hastanenin karantina odasındaki havanın dağılım hareketi ve hızı incelenmiştir. Üç boyutlu olarak modellenen karantina odasında, hastaların oda içerisindeki konumları ve hastalardan kaynaklanan enfeksiyonlu hava göz önüne alınmıştır. Çalışmada; üfleme difüzörlerinin ve emiş menfezlerinin önündeki hava debisi ve odada oluşan basınç incelenerek; hastalardan kaynaklanan virüslü havanın odadan çıkarılması için en uygun difüzör konum seçenekleri belirlenmiştir. Quian vd. [3] tarafından yapılan çalışmada; bir başka hastanenin karantina odasında bulunan hastalar göz önüne alınarak, odanın havalandırma performansı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada; oda içerisinde enfeksiyonlu havanın odada sirküle edilen hava ile karıştığı bölgeler belirlenmiş ve bu istenmeyen hava karışımlarının olduğu bölgeleri engelleyecek şekilde, difüzörlerin oda içerisindeki konumlarının en uygun olduğu durumlar belirlenmiştir.

Havalandırma ve iklimlendirme ihtiyacının yüksek olduğu bir diğer alan ise müzelerdir. Hava ile temas edecek şekilde korunan tarihi eserler ve tablolar için havalandırma ve iklimlendirme sisteminin performansı oldukça önemlidir. Ascione ve Minichiello [4] yaptıkları sayısal çalışmada bir müzenin sergi odasında bulunan difüzörlerin performanslarını incelemişlerdir. 3 boyutlu olarak modellenen sergi odasında bulunan dönen ve slot (düz) difüzörlerin dağıtıcılığı araştırılarak sergi odasında bulunan eserler için en uygun havalandırma koşulları belirlenmiştir. Konu üzerine yapılmış bir başka çalışmada; Wang ve Pepper [5] tarafından bir test bölgesinin tavanında bulunan 8 adet difüzörün performansı incelenmiştir. Test bölgesindeki hava hızı ve sıcaklık profilleri belirlenerek deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sonuçların deneyler ile uyumlu olduğu görülmüştür. Zhou vd. [6] tarafından yapılan çalışmada ise bir ofis odasındaki havalandırma performansı sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada; iklime bağlı çalıştırılma koşulları, giriş hava oranı, sağlanan oda sıcaklığı, hava üfleme değişkenleri, difüzörlerin konumları gibi havalandırma sisteminin değişkenleri incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen sayısal sonuçların, deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Kuas ve Başkaya'nın [7] yaptıkları çalışmada; içinde bir insan ve nesnelerin bulunduğu bir ofis odası içine verilen soğutma havasının, hacim içindeki dolaşımı sayısal olarak incelenmiştir. Daimi şartlardaki üç boyutlu kütle korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte HAD yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, odanın çeşitli kesitlerindeki hız vektörleri ve sıcaklık eş çizgileri ile gösterilmiştir. Menfez konumları değiştirilerek hava hareketi incelenmiş ve konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı ile nesnelerin hava hareketine etkileri incelenmiştir.

Chung ve Hsu'nun [8] çalışmalarında; iki giriş iki çıkış olmak üzere farklı konumlarda yerleştirilen difüzörlerde oluşturulmuş farklı havalandırma modelinin verimleri araştırılmıştır. Öncelikle hava akışı ve havalandırma performansının belirlenmesi için sayısal simülasyon yapılmıştır. Daha sonra oda havasının dağılımı ile hava kirleticilerinin dağılımına ait tam ölçekteki deney düzeneğinden elde edilen veriler, sayısal çözümü doğrulamak için kullanılmıştır. Deney yöntemi olarak dumanla akış görüntüleme yöntemi kullanılmıştır. CO<sub>2</sub> miktarının azalmasından, test odasındaki hava debisi ve havalandırma verimi hesaplanmıştır. Farklı hava hızlarının kullanıldığı eşsıcaklıklı olan bu çalışmada, havalandırma verimi ile karakterize edilen üfleme ve egzoz havası dağılımı belirlenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar havalandırma veriminin hava değişim sayısına kıyasla, difüzörün yerleşiminden çok daha fazla etkilenebileceği bulgusuna ulaşılmıştır.

Bu çalışmada; klasik bir difüzörün düşey kanat açısındaki değişimin, difüzörden ortama gönderilen havanın ortamdaki dağılımı üzerindeki etkisi ve difüzördeki basınç düşümü üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenerek, en yüksek performansı veren difüzör düşey kanat açıları belirlenmiştir.

## 2. PROBLEM, YÖNTEM VE MODELLEME

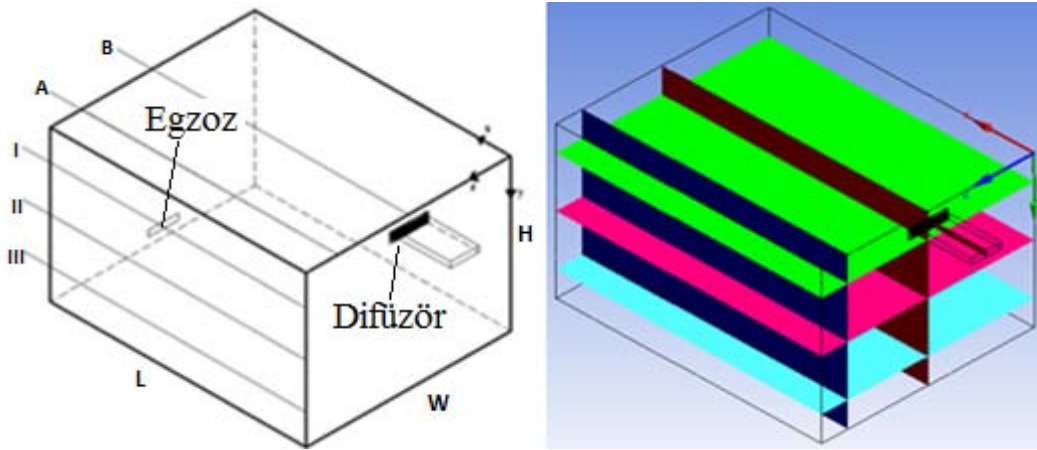
### 2.1. Problemin Özellikleri

Çalışmada; geometrik ölçüleri Tablo 1.'de görülen kapalı bir hacme havalandırma sisteminden yapılan hava besleme ve bu hacimden yapılan hava egzozu modellenmiştir. Hava besleme yapılan difüzörün düşey kanat açısı bir değişken olarak göz önüne alınırken, hava emiş menfezi hep aynı yapıda kalmıştır.

**Tablo 1.** Havalandırma yapılan ortama ait ölçüler.

	L(m)	W(m)	H(m)	Giriş Kesiti (cm <sup>2</sup> )	Egzoz Kesiti (cm <sup>2</sup> )
Ofis Odası	5	4	3	600 (60x10)	600 (60x10)

Çalışma için tasarlanmış olan kapalı hacmin şematik görünümü Şekil 1.'de görülmektedir. Havalandırma kanalının odaya giriş kısmına uygun bir şekilde yerleştirilmiş düşey kanat açılı difüzörden odaya beslenen havanın ortamdaki dağılımı, hızı ve difüzörde oluşan basınç düşümleri ANSYS-Fluent paket programı kullanılarak belirlenmiştir. Şekil 1.'de görülen düzlemler bu çalışmadaki hız dağılımlarının ve hava hareketlerinin göz önüne alındığı düzlemlerdir.



**Şekil 1.** Havalandırma yapılan kapalı ortamın 3 boyutlu perspektif görünüşü.

Çalışmada kullanılan kapalı hacmin bir ofis odası olduğu kabulü yapılarak, havalandırılan ortama gerekli hava miktarını sağlayacak şekilde önerilen hava debileri göz önünde bulundurulmuştur. Standart' a göre [1] ofis odasına beslenmesi gereken hava debisi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$Q=H_d.V_m \quad (2.1)$$

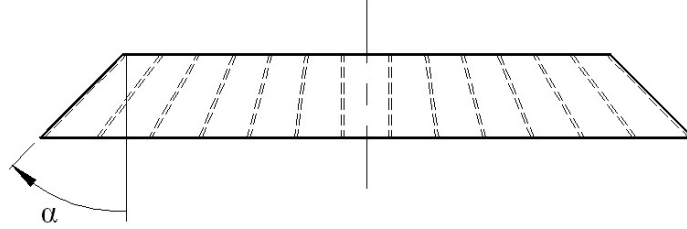
Denklemler (2.1)'de görülen Q, ortama üflenen hava debisini (m<sup>3</sup>/h), H<sub>d</sub>, hava değişim sayısını (defa/saat=1/h=h<sup>-1</sup>), V<sub>m</sub> ise, ortamın toplam hacmini (m<sup>3</sup>) ifade etmektedir.

Hava değişim sayısı, ortamın hacmi kadar dış havanın ortamda bulunan hava ile değiştirilerek, ortam havasının yenilenmesidir. Saatteki yenilenme miktarı da saatlik hava değişim sayısı olarak ifade edilmektedir. Ortam havasının değiştirilme ihtiyacı sıklığı, (bilhassa atölyelerde) ortam havasının kirlenme süresine bağlıdır. Özellikle işletme ortamlarında oluşan zararlı maddelerin etkilerine göre, hava değişim sayıları belirlenmektedir. Tablo 2.'de ortamların kullanım amaç ve cinsine göre, tecrübeye dayalı saatlik hava değişim sayıları görülmektedir.

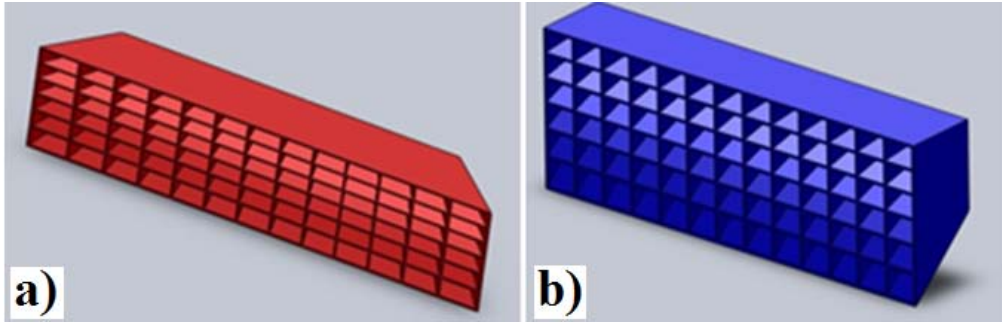
**Tablo 2.** Standartta önerilen saatteki hava değişim sayıları. [1]

Odanın Özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı	Odanın özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı
Toplantı Salonları	4-8	Mutfaklar	15-25
Sinemalar	5-8	Ofisler	4-8
Konferans salonları	5-8	Lokantalar	8-12
Ameliyathaneler	10-15	Yüzme havuzları	10-15

Çalışmada, ofis hacimleri için standartta önerilen ve Tablo 2.'de görülen saatteki hava değişim sayısı göz önüne alınmıştır. Ayrıca çalışmada göz önüne alınan ofis odasının duvarına yerleştirilmiş olan difüzör için, ofis odasına sağlanması önerilen hava debilerine uygun standart difüzör boyutları seçilmiştir (Tablo 1.). En yüksek dağıtıcılık özelliğinin belirlenmesi amacıyla Şekil 2.'de görüldüğü gibi difüzörün  $\alpha$  düşey kanat açısı 0, 20, 35, 40, 45, 50, 55 derece olarak farklı açılarda göz önüne alınarak sayısal testler yapılmıştır.

**Şekil 2.** Çalışmada kullanılan difüzörlerin üstten görünüşü ve  $\alpha$  kanat açısı.

Ayrıca çalışmada kullanılan difüzöre kanaldan hava geliş hızları, difüzör üreticileri tarafından ofis odaları için önerilen hız aralığı olan 2 - 5 m/s arasında seçilmiştir. Şekil 3.'te ise  $45^\circ$  düşey kanat açılı difüzör ve  $0^\circ$  düşey kanat açılı difüzöre ait perspektif resimler görülmektedir. Havalandırılacak ortama gönderilen hava kanaldan belli hızlarda geçerek kanal çıkışına yerleştirilen difüzörden ortama dağıtılmış olup, ortamın alt kısmında yer alan tek bir açıklıktan da egzoz edilmiştir.

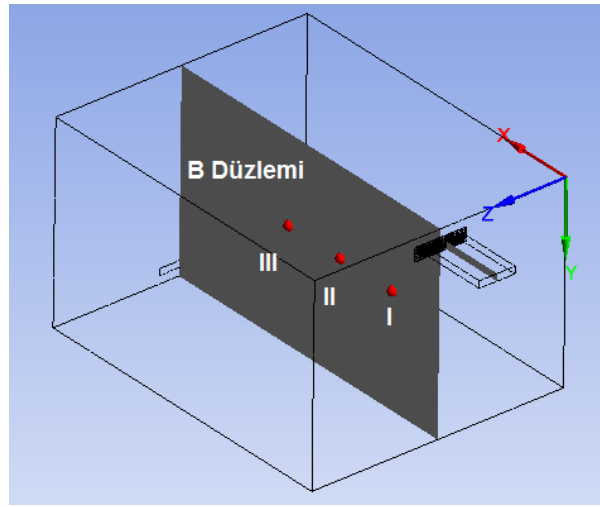
**Şekil 3.** Çalışmada kullanılan perspektif difüzör resimleri: a)  $45^\circ$  kanat açısına sahip difüzör, b)  $0^\circ$  lik kanat açısına sahip difüzör.

Ortam içindeki karşılıklı duvarlarda olmak üzere difüzör üst seviyeye egzoz menfezi ise alt seviyeye yerleştirilmiştir. Difüzörün üst kenarı ile tavan arasında 12 cm, aynı şekilde difüzör boyutlarındaki egzoz menfezi de zemin ile arasında 12 cm olacak şekilde yerleştirilmiştir. Farklı düşey kanat açılarındaki difüzöre, kanal içerisinden 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5 ve 5 m/s hızlarında gelen havanın ortama dağılımı 3 boyutlu olarak incelenmiştir.

Standartta [1] konfor bölgesi (occupied zone) diye adlandırılmış olan, döşeme ile döşemeden 1,70 m (veya 1,80 m) yüksekliğe kadar çıkan, yan duvarlara 15 cm'ye kadar yaklaşan, mahal içinde insan

vücudunun daha yoğun olarak bulunduğu bir bölge tanımlanmıştır. Bu bölgede (özellikle ense yüksekliği olarak tanımlanan bölge kritiktir) yarattığı ses, basınç düşmesi, üflenen havanın hızı ve üflenen hava ile oda sıcaklığı arasındaki fark gerekli ölçülerde olmalıdır. Örneğin bu bölgede hava hızı 0,2 m/s değerinden daha fazla olmamalıdır ve genellikle 0,13-0,18 m/s arasında olması önerilir. Genel olarak aynı kottaki çalışma yerlerinde aynı andaki sıcaklık farkı, 4°C 'den daha büyük olmayacak şekilde ve kapalı hacimde olabildiği kadar düzgün ve etkin bir hava dağıtımı sağlayacak şekilde olmalıdır. Soğutmalı havalandırma ve iklimlendirme tesislerinde bu sıcaklık farkı, sağlanması istenen değerden en çok 1,5°C farklı olmalıdır.

Bu bilgiler ile verilen kıstaslar içerisinde kalmak suretiyle; çalışmada konfor koşulları incelemesi yapmak için difüzör düşey kanat açılarının, ortamdaki hava dağılımına etkilerinin yanı sıra, B düzleminde standartta konfor bölgesi olarak geçen tanıma uyacak yüksekliklere sanal algılayıcılar yerleştirilerek bu noktalarda farklı düşey kanat açısındaki difüzörlerden üflenen hava için hız kayıtları yapılmıştır. Bu sanal algılayıcılardan elde edilen sonuçlar ile standartta verilen değerler kıyaslanmıştır. Şekil 4.'te yerleşimleri görülen 3 adet sanal algılayıcı, B düzlemi üzerinde difüzör çıkışından 1'er m ara ile zeminden 1,70 m yüksekliğinde yerleştirilmiştir.



Şekil 4. Difüzör orta ekseninde (B düzlemi) yerleştirilen sanal algılayıcıların görüntüsü.

## 2.2. Temel Denklemler

Ele alınan problemin analizinde sürekli koşullarda; kütle, momentum, türbülanslı momentum korunumu, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı denklemleri kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan denklemler Kartezyen koordinatlarda aşağıda verilmiştir.

Sürekli koşullarda sıkıştırılmaz akış için kütle korunumu (süreklilik) denklemi:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.2)$$

şeklinde. Sürekli koşullarda sıkıştırılmaz ve üç boyutlu bir akış için türbülanslı momentum denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2.3)$$

Bu denklemde yer alan Reynolds gerilmeleri için, Boussinesq'in girdap viskozitesi yaklaşımı göz önüne alınmıştır. Bu yaklaşım;

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \overline{k} \quad (2.4)$$

olarak yazılır. Çalışmada sürekli koşullarda Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemlerine dayalı olan standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Standart k-ε türbülans modeli için denklem takımı;

$$\overline{u_j} \frac{\partial \overline{k}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \overline{k}}{\partial x_j} \right] - P_k - \overline{\varepsilon} \quad (2.5)$$

Burada k; türbülans kinetik enerjisi,  $\nu_t$  türbülans viskozitesini ifade etmektedir. Türbülans modelinde yer alan ikinci değişken olan türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı ( $\varepsilon$ ) denklemi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\overline{u_j} \frac{\partial \overline{\varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \overline{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_1 P_k \frac{\overline{\varepsilon}}{\overline{k}} - C_2 \frac{\overline{\varepsilon}^2}{\overline{k}} \quad (2.6)$$

Burada  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2, C_\mu$  türbülans modeli sabitleridir. Türbülans viskozitesi ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$\overline{\nu_t} = C_\mu \overline{k}^2 / \overline{\varepsilon} \quad (2.7)$$

**Tablo 3.** k-ε türbülans modelinde yer alan sabitler.

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
0,09	1,44	1,92	1	1,3

Bu çalışmada kullanılan Reynolds sayısı ise şu şekilde tanımlanmıştır:

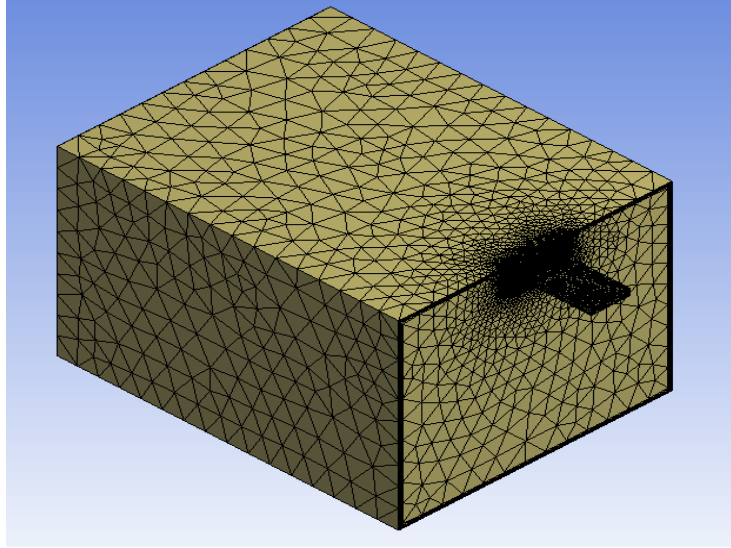
$$Re = \frac{D_h U_r}{\nu}; D_h = \frac{2BH_d}{B + H_d} \quad (2.8)$$

Burada  $D_h$  (m) ile gösterilen büyüklük difüzörün hidrolik çapı, B(m) difüzör giriş kesitinin boyu,  $H_d$  (m) difüzör giriş kesitinin eni ve  $U_r$  (m/s) ise giriş hızını ifade etmektedir.

### 2.3. Sayısal Model

Çalışmada öncelikle akış alanını sınırlayan geometri Solidworks programında 3 boyutlu tasarlanmıştır. Daha sonra ANSYS programının ağ(mesh) oluşturma modülü kullanılarak, akışa ait modelin ağ yapısı kurulmuştur. Ağ yapısı kurulurken difüzörden odaya doğru düzgün bir şekilde büyüyen ve dörtgen elamanlardan oluşan bir ağ yapısı kurulmuştur. (Şekil 5.) Akışın türbülanslı olması nedeniyle akış, k-ε türbülans modeli kullanılarak modellenmiştir. Kullanılan türbülans modelinin daha hassas sonuçlar

vermesi için NASA Viscous Grid Spacing Calculator [11] programı kullanılarak, difüzör ve odadaki sınır tabaka ağlarının (katı duvarlara bitişik elemanlar) ilk eleman yükseklikleri belirlenmiştir. Sayısal modellemede ANSYS-Fluent programındaki bilinen tanımlamalarla, difüzör kanatlarında ve odanın duvarlarında “WALL” sınır koşulu, giriş kesitinde “VELOCITY INLET”, çıkışta ise “PRESSURE OUTLET” sınır koşulları kullanılmıştır.



Şekil 5. Hesaplama hacmine ait ağ yapısı görüntüsü.

### 3. BULGULAR

#### 3.1. Difüzör Düşey Kanat Açısının Hava Dağılımı Üzerindeki Etkisi

Çalışmada; Şekil 1.'de görülen ortam içerisindeki x-y (A, B) ve x-z (I,II,III) düzlemlerinde difüzörün düşey kanat açısının hava dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Difüzör düşey kanat açısının algılayıcıların kayıt yaptığı noktalardaki hızları nasıl etkilediği ve bu hızların konfor koşullarına uygun olup olmadığı belirlenmiştir. Algılayıcıların difüzör düşey kanat açısına bağlı olarak kayıt yaptığı noktalardaki ortalama hızlar Tablo 4.'de verilmiştir. Tabloda görülen hızlar; kapalı ortam (ofis) hava kanalı çıkışına yerleştirilen  $\alpha$  düşey kanat açılı difüzörlerden 3 m/s hız ile difüzöre giriş yapan hava değeri içindir.

Tablo 4. Şekil 4.'te görülen B düzlemindeki sanal algılayıcılarda ölçülen hız değerleri (m/s).

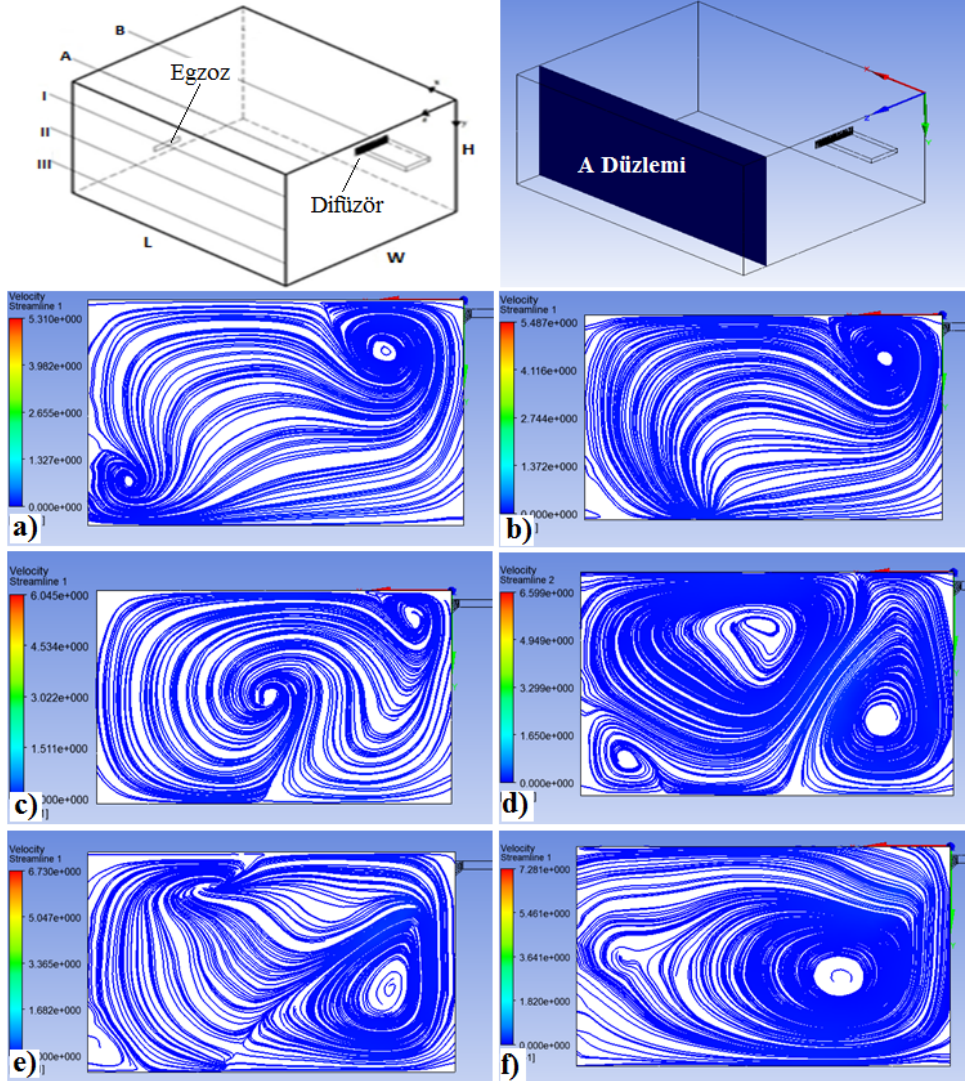
	$\alpha=0^\circ$	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=35^\circ$	$\alpha=40^\circ$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=50^\circ$	$\alpha=55^\circ$
1.Algılayıcı	0,29	0,096	0,08	0,066	0,092	0,014	0,01
2.Algılayıcı	0,47	0,43	0,35	0,27	0,25	0,23	0,12
3.Algılayıcı	0,34	0,16	0,01	0,068	0,042	0,015	0,26

##### 3.1.1. A Düzlemi

(x-y), z=3,5 m konumundaki A düzlemi üzerinde elde edilen akım çizgilerine göre (Şekil 6.);  $\alpha=0^\circ$  düşey kanat açısı değerinde ortamdaki girdap oluşumu sadece difüzör çıkışında ve alt egzoz kısmında ortaya çıkmaktadır. Düşey kanat açısının artması ile de difüzör çıkışında ve alt egzoz kısmında oluşan girdapların büyüyerek birleştiği ve kapalı hacmin ortasında büyük bir girdap yapısı oluşturduğu



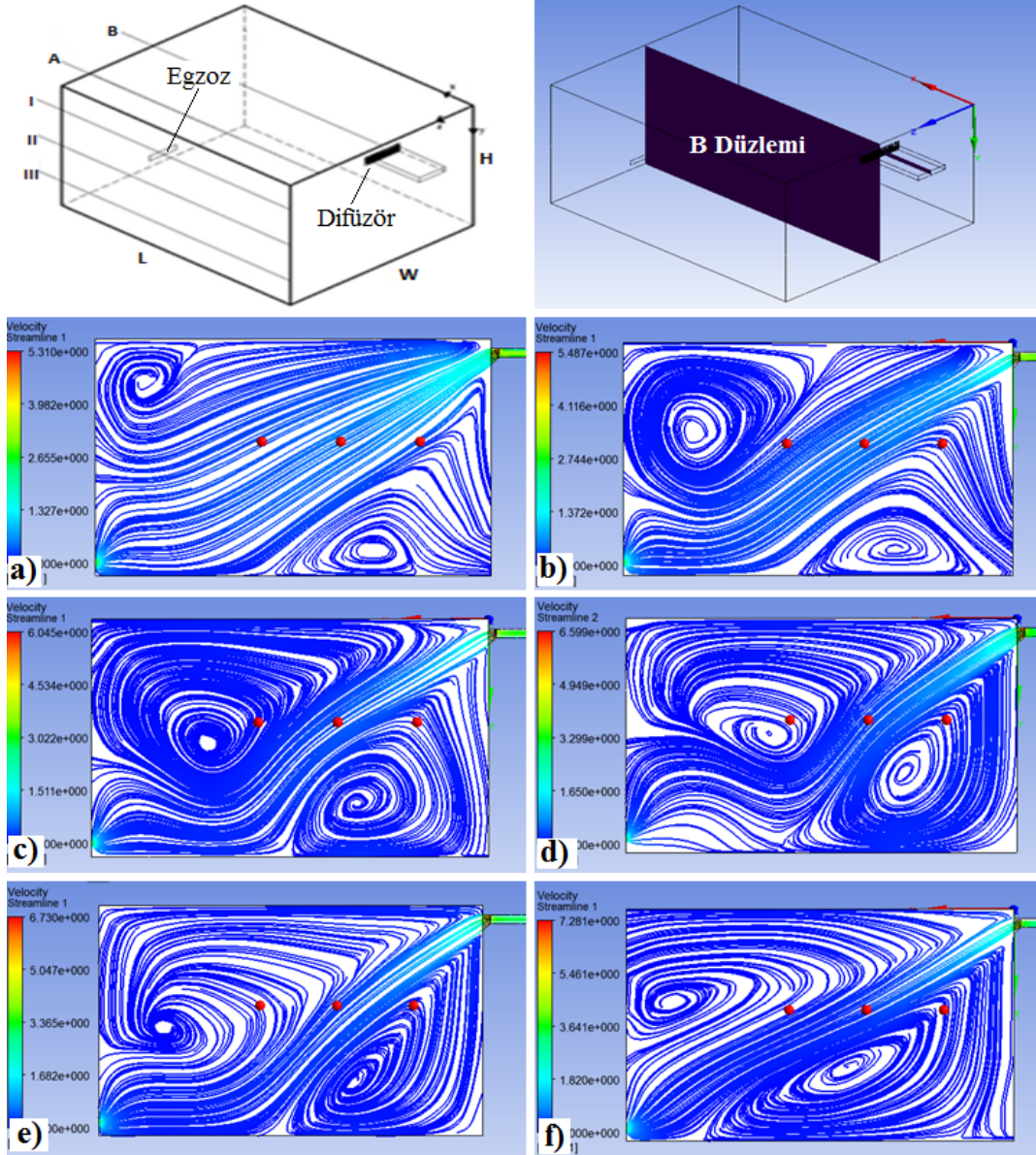
görülmektedir. Bu da difüzörün düşey kanat açısının artması ile havalandırılan hacmin tamamına yakın bir kısmında düşük hızlı düzgün bir girdaplı akış yapısının oluştuğunu göstermektedir.



**Şekil 6.** A düzlemindeki değişik difüzör kanat açılarında göre oluşan hava akım çizgileri, (difüzör düşey kanat açısı: a) 0°, b) 20°, c) 35°, d) 40°, e) 45°, f) 50°).

### 3.1.2. B Düzlemi

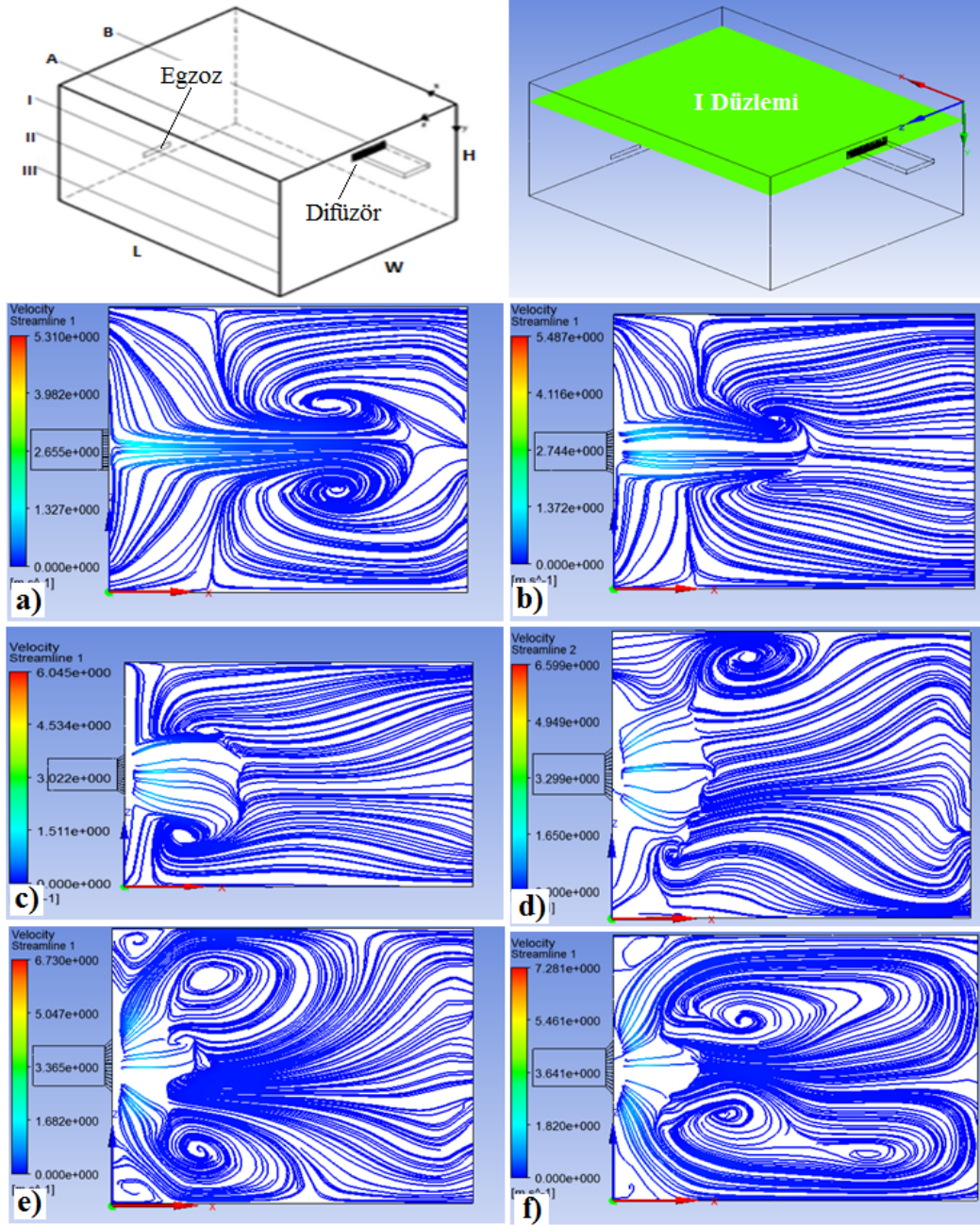
Kapalı hacmin tam ortasında olan B düzlemi ((x,y), z=2 m) üzerinde elde edilen akım çizgilerine göre (Şekil 7.);  $\alpha=0^\circ$  düşey kanat açısı değerinde difüzörden gelen havanın, oda içerisindeki havaya karışmadan direk olarak çıkışa doğru yöneldiği ve bu düzlemde yer alan noktalarda (Şekil 4.'teki kırmızı noktalar) hesaplanan hız düzeylerinin (Tablo 4.), standart konfor koşullarında verilen hava hız düzeylerinin üstünde olduğu görülmüştür. Bu düzlemde sadece oda içerisinde alt ve üst köşelerde girdapların oluştuğu ve havalandırma sisteminden gelen havanın bu düzlemde fazla karışma davranışı göstermeden egzozdan çıktığı görülmektedir. Ancak difüzör düşey kanat açısının artması ile kapalı hacmin bu düzleminde simetrik ve bütün hacmi kaplayan iki girdap yapısı görülmektedir. Buda difüzörden çıkan havanın düşey kanat açısının artması ile bütün kapalı hacme homojen bir şekilde yayıldığını göstermektedir. Ayrıca difüzör düşey kanat açısının artması ile odanın içerisindeki sanal algılayıcılar tarafından ölçülen hava hızı değerlerinin standarda uygun değerlere düşmekte olduğu da görülmüştür (Tablo 4.)



**Şekil 7.** B düzlemindeki değişik difüzör kanat açılarına göre oluşan hava akım çizgileri, (difüzör düşey kanat açısı: a)  $0^\circ$ , b)  $20^\circ$ , c)  $35^\circ$ , d)  $40^\circ$ , e)  $45^\circ$ , f)  $50^\circ$ ).

### 3.1.3. I Düzlemi

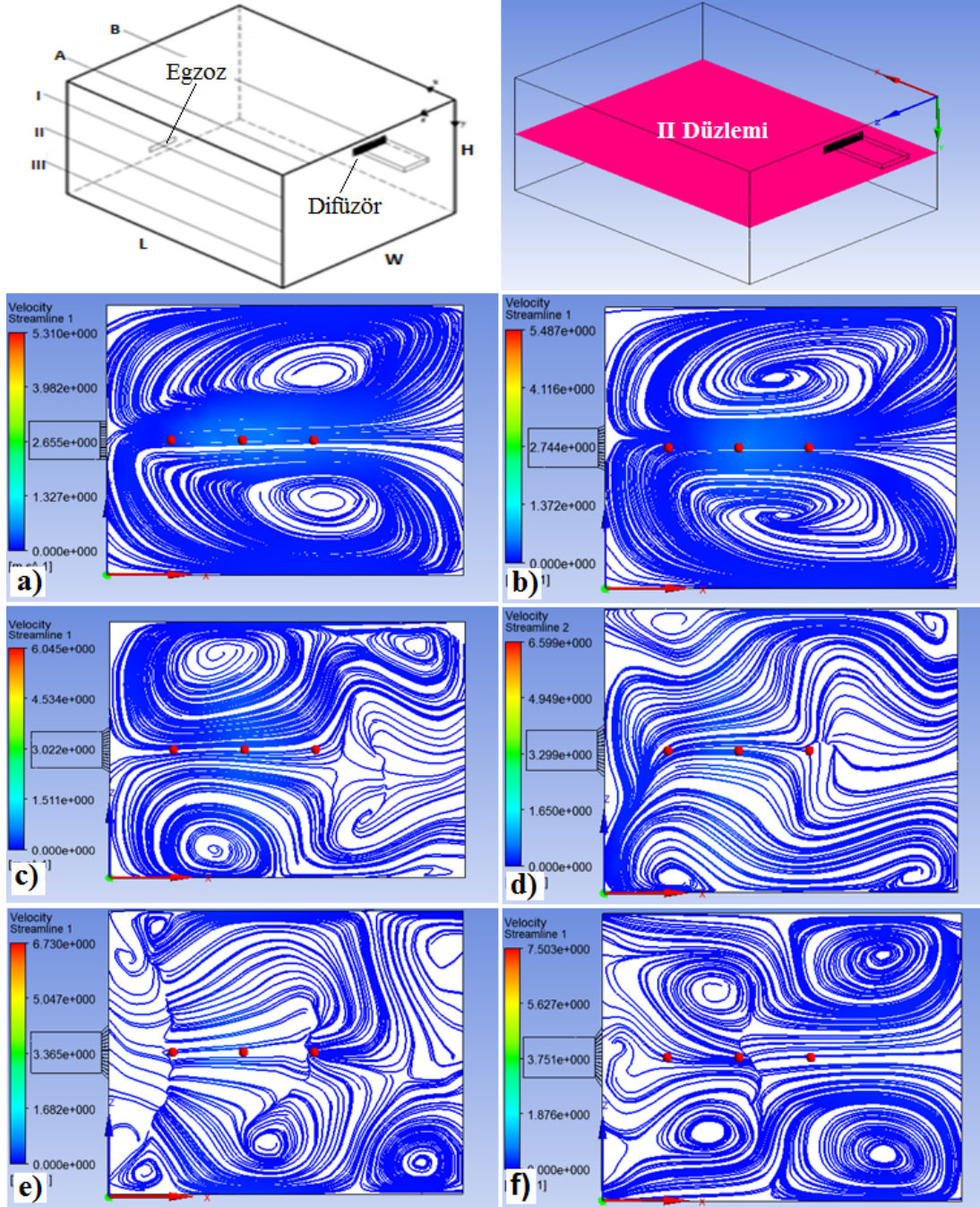
(x-z),  $y=0,5$  m konumunda yer alan I düzleminde elde edilen akım çizgilerine göre (Şekil 8.);  $\alpha=0^\circ$  düşey kanat açılı difüzörden gelen hava kapalı ortamın orta kısmına doğru yönelip bir girdap çifti oluşturarak Şekil 8.'deki gibi bir karışma meydana getirmektedir. Ancak havalandırılan ortamın tamamına bakıldığında havanın sınırlı bir alanda dolaşmakta olduğu gözlenmektedir. Oluşan bu girdap yapısının difüzör düşey kanat açısının artması ile kapalı hacmin tamamına yayılarak büyüme davranışı içerisinde olduğu görülmektedir. Bu da bu düzlemde artan difüzör kanat açısı ile birlikte havanın daha homojen bir yayılım sağlamakta olduğunu göstermektedir.



**Şekil 8.** I düzlemindeki değişik difüzör kanat açılarına göre oluşan hava akım çizgileri, (difüzör düşey kanat açısı: a)  $0^\circ$ , b)  $20^\circ$ , c)  $35^\circ$ , d)  $40^\circ$ , e)  $45^\circ$ , f)  $50^\circ$ ).

### 3.1.4. II Düzlemi

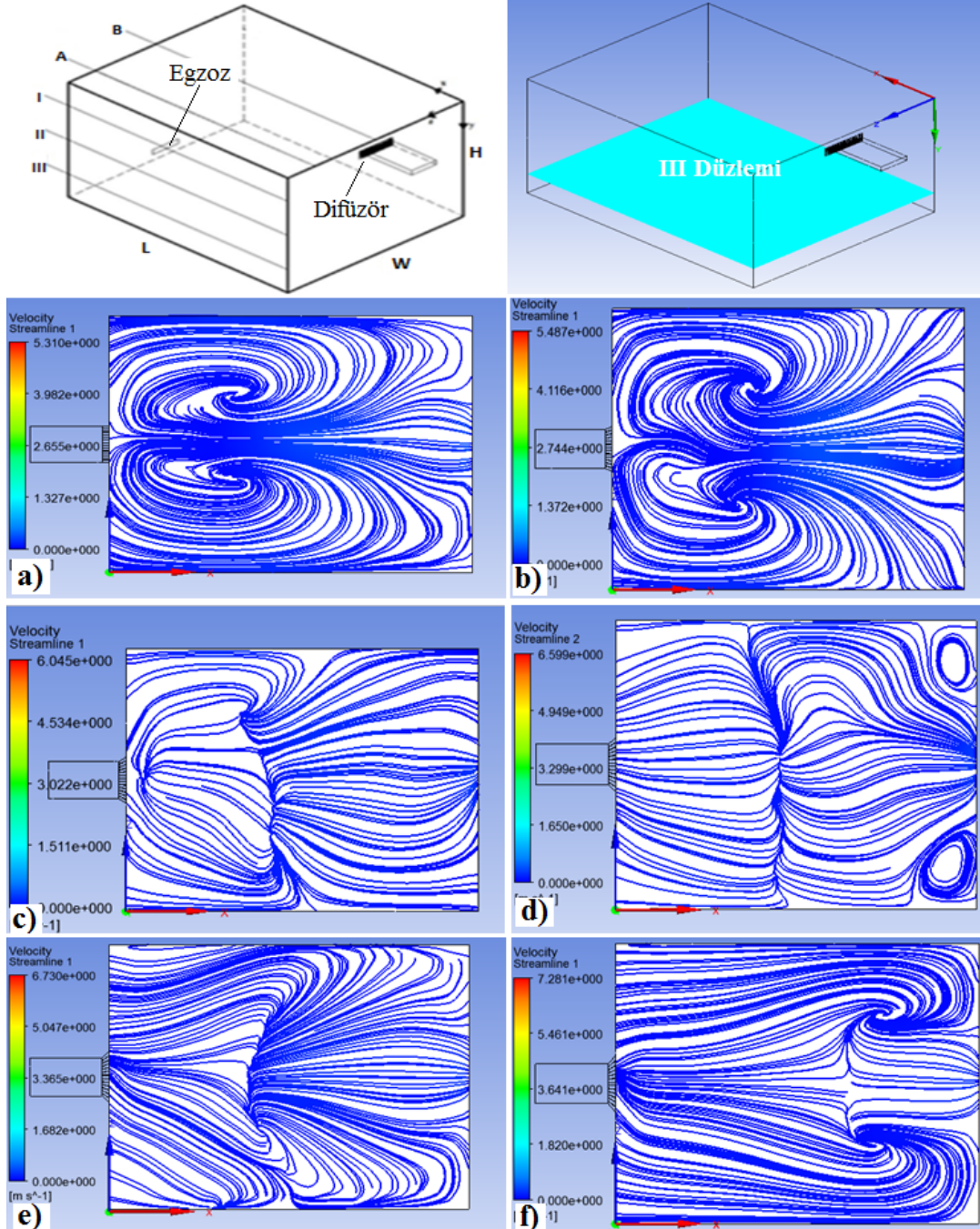
(x-z),  $y=1,5$  m konumunda yer alan II düzleminde elde edilen akım çizgilerine göre (Şekil 9.);  $\alpha=0^\circ$  düşey kanat açılı difüzörden gelen havanın kapalı hacmin ortasında büyük girdap çiftleri oluşturduğu görülmektedir. Ayrıca odanın ortasında gözlenen bu girdap çiftlerinde oluşan hava hızlarının, konfor koşullarının üzerinde olduğu sonucuna varılmıştır. Oluşan bu girdap yapısının difüzör düşey kanat açısının artması ile küçülerek, kapalı hacmin köşelerinde küçük girdapçıklar oluşturmuştur ve hava hızı değerlerinin konfor koşullarına yaklaştığı sonucuna ulaşılmıştır.



**Şekil 9.** II düzlemindeki değişik difüzör kanat açılına göre oluşan hava akım çizgileri, (difüzör düşey kanat açısı: a)  $0^\circ$ , b)  $20^\circ$ , c)  $35^\circ$ , d)  $40^\circ$ , e)  $45^\circ$ , f)  $50^\circ$ ).

### 3.1.5. III Düzlemi

(x-z),  $y=2,5$  m konumunda yer alan III düzleminde elde edilen akım çizgilerine göre (Şekil 10.);  $\alpha=0^\circ$  düşey kanat açılı difüzörde, I düzlemine benzer şekilde difüzörden gelen hava kapalı hacmin orta kısmına doğru yönelip bir girdap çifti oluşturmuştur.  $\alpha$  düşey kanat açısının artması ile kapalı ortamın orta kısmında oluşan girdap yapısı kaybolarak, karışma bölgesinin egzoz kısmına yöneldiği görülmektedir. Bu da düşey kanat açısının artması ile havanın bu düzlemde kapalı hacmin tamamına yakınına yayıldığını göstermektedir.



**Şekil 10.** III düzlemindeki değişik difüzör kanat açılarında oluşan hava akım çizgileri, (difüzör düşey kanat açısı: a) 0°, b) 20°, c) 35°, d) 40°, e) 45°, f) 50°).

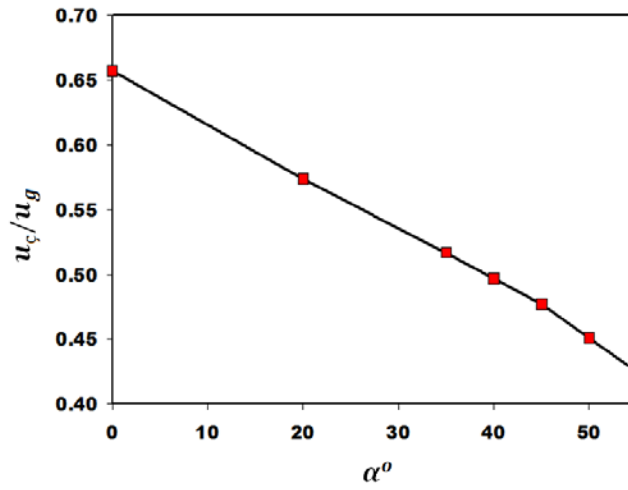
### 3.2. Difüzör Düşey Kanat Açısının Menfez Çıkış Hızı Üzerindeki Etkisi

Çalışmada modellenen problemde ofis odasının duvarına yerleştirilen farklı düşey kanat açılı difüzörlere kanaldan gelen hava hızları  $v=2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5$  m/s değerlerinde alınarak sayısal analizler yapılmış ve difüzör çıkışındaki ortalama hava hızları sayısal olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar difüzör düşey kanat açısı artıkça difüzör çıkış ortalama hava hızlarının azalmakta olduğunu göstermektedir (Tablo 5.).

**Tablo 5.** Düşey kanat açısına ( $\alpha$ ) göre difüzör çıkışı ortalama hızları.

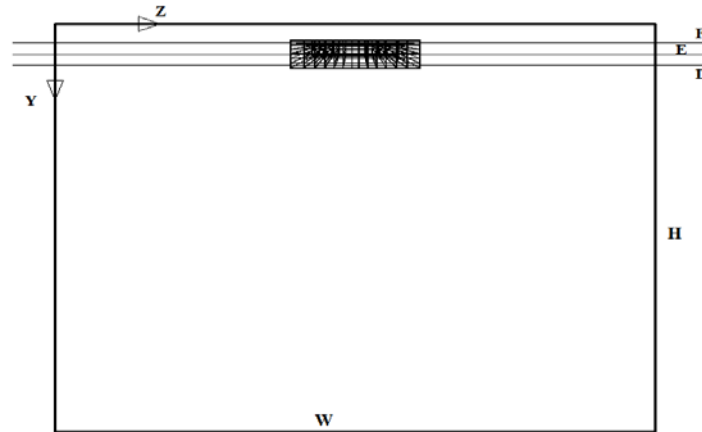
Giriş Hızı (m/s)	Ortalama Difüzör Çıkış Hızları (m/s)						
	$\alpha=0^\circ$	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=35^\circ$	$\alpha=40^\circ$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=50^\circ$	$\alpha=55^\circ$
2	1,32	1,15	1,04	1,00	0,96	0,89	0,80
2,5	1,65	1,44	1,30	1,25	1,20	1,13	1,07
3	1,92	1,73	1,55	1,49	1,43	1,35	1,32
3,5	2,30	2,01	1,81	1,74	1,67	1,58	1,49
4	2,63	2,3	2,07	1,99	1,91	1,80	1,70
4,5	2,95	2,59	2,33	2,24	2,15	2,03	1,91
5	3,28	2,88	2,59	2,48	2,39	2,26	2,13

Kanal içerisindeki hız ile boyutsuz hale getirilmiş olan çıkış hızlarının difüzör düşey kanat açıları ile olan değişimi Şekil 11.' de görülmektedir.

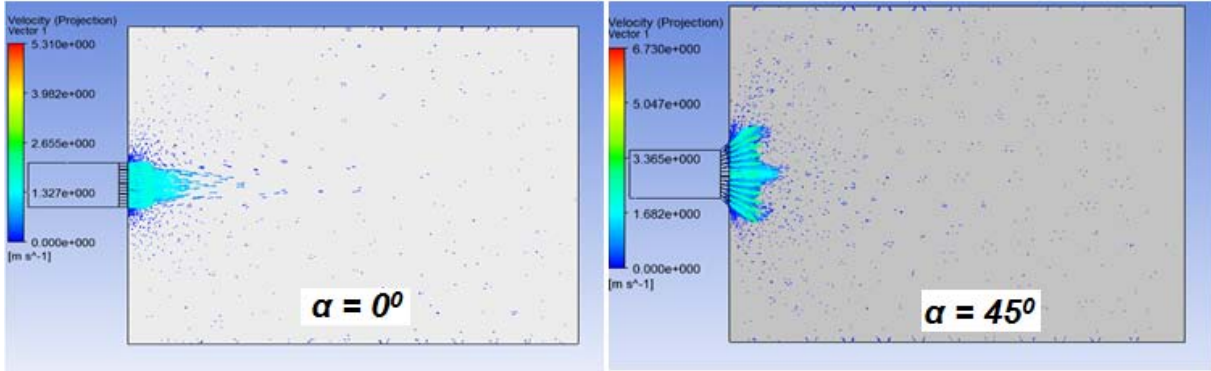
**Şekil 11.** Boyutsuz çıkış hızının difüzör düşey kanat açısı ile değişimi.

### 3.2.1. Düz Difüzör( $\alpha=0^\circ$ ) ve $\alpha=45^\circ$ Düşey Kanat Açılı Difüzör için Hız Dağılımları

Kanaldan hava geliş hızı  $v=3$  m/s olan  $\alpha=0^\circ$  lik ve  $\alpha=45^\circ$  lik düşey kanat açılı difüzör için yapılan analizlerde difüzör çıkışındaki D, E, F düzlemlerindeki (Şekil 12.) hız vektörleri üzerinde inceleme yapılmıştır.

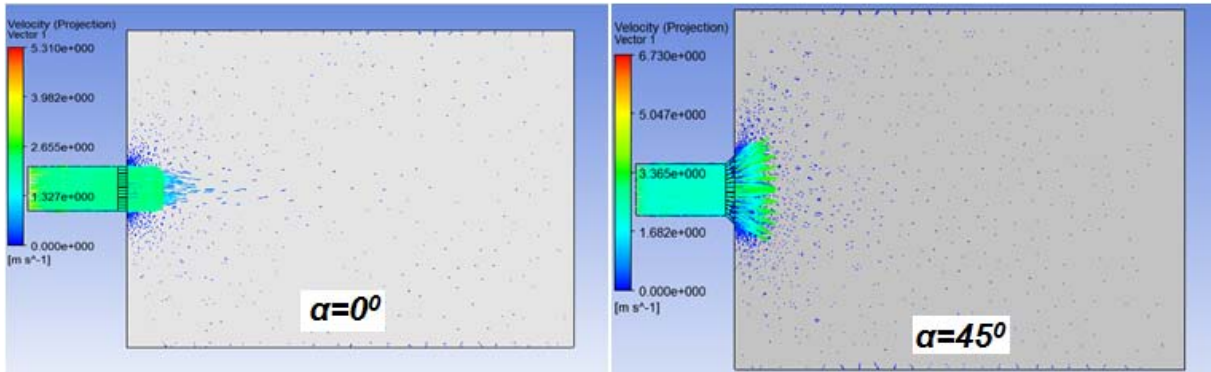
**Şekil 12.** Difüzör çıkışında inceleme yapılan x-z düzlemleri.

D düzlemi (x-z),  $y=0,32$  m olacak şekilde difüzör alt seviyesinde yer almaktadır. D düzlemi boyunca  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için hız vektör dağılımları Şekil 13.'de görülmektedir.



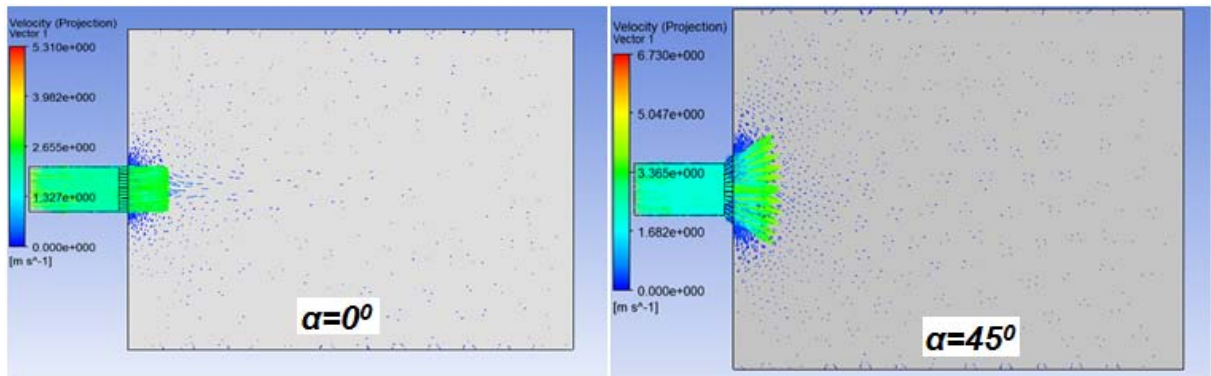
Şekil 13.  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için D düzlemindeki hız vektörleri.

E düzlemi (x-z),  $y=0,224$  m olacak difüzör orta yüksekliğinde yer almaktadır. Kapalı hacim içerisindeki E düzlemi üzerinde oluşan  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için hız vektör dağılımları Şekil 14.'te görülmektedir.



Şekil 14.  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için E düzlemindeki hız vektörleri.

F düzlemi ise (x-z),  $y=0,130$  m olacak şekilde difüzör üst kenarı boyunca ortamda yer almaktadır.  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için F düzleminde ortaya çıkan hız vektörleri Şekil 15.'te yer almaktadır.



Şekil 15.  $\alpha=0^\circ$  ve  $\alpha=45^\circ$  düşey kanat açılı difüzörler için F düzleminde oluşan hız vektörleri.

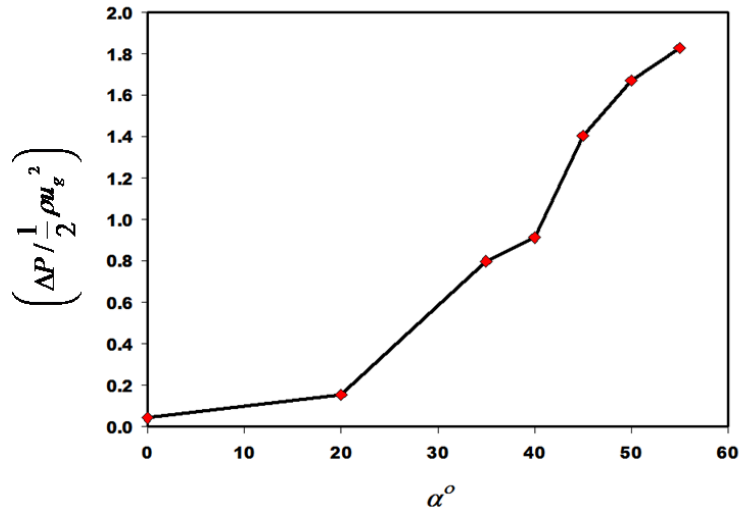
### 3.3. Difüzörde Ortaya Çıkan Basınç Düşümü

Hava kanalından difüzöre giriş hızlarına göre farklı düşey kanat açılı difüzörlerde ortaya çıkan  $\Delta P$  ortalama basınç farkı değerleri Tablo 6'da görülmektedir.

**Tablo 6.** Giriş Hızlarına Göre Basınç Düşümleri.

Giriş Hızı (m/s)	Ortalama Basınç Düşümleri- $\Delta P$ (Pa)						
	$\alpha=0^\circ$	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=35^\circ$	$\alpha=40^\circ$	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=50^\circ$	$\alpha=55^\circ$
2	0,18	0,33	2,33	2,82	3,196	3,42	6,35
2,5	0,46	0,5	3,15	4,05	5,112	6,12	7,22
3	0,14	0,75	3,85	4,26	7,52	9,18	8,79
3,5	0,23	1,08	5,4	5,96	10,4	12,63	12,04
4	0,16	1,53	7,3	7,97	13,75	16,67	15,83
4,5	0,18	2,11	9,46	10,25	17,56	21,22	20,13
5	0,23	2,8	11,88	13	21,72	26,29	24,89

Tablo 6.'da da görüldüğü gibi difüzör düşey kanat açısı ve giriş hızları arttıkça basınç düşümü de düzgün bir şekilde artmaktadır. Kanal içerisindeki dinamik basınç ile boyutsuz hale getirilmiş olan basınç düşümünün  $\left( \Delta P / \frac{1}{2} \rho u_g^2 \right)$  difüzör düşey kanat açısı ile olan değişimi Şekil 16.'da görülmektedir ( $u_g$  giriş hızı,  $\rho$  havanın yoğunluğu=1,225 kg/m<sup>3</sup>).



**Şekil 16.** Boyutsuz basınç düşümünün difüzör düşey kanat açısı ile olan değişimi.

## 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada; piyasada mevcut olan standart difüzörlerin hava dağıtıcılık özelliğinin geliştirilmesi amacıyla difüzör kenarlarına doğru gidildikçe üzerinde genişleyen açılarda düşey ve yatay kanatçıkların yer aldığı yeni bir difüzörün, ANSYS-Fluent ile sayısal olarak modellenmesi yapılmıştır. Bu amaçla 5x3x4 m boyutlarındaki kapalı bir hacmin (ofis) tavanına yakın bir yere yerleştirilmiş olan difüzör ve hacmin karşı duvarında zemine yakın bir yere yerleştirilmiş olan egzoz menfezinin yer aldığı



hacimdeki hava akışına ilişkin inceleme yapılmıştır. Difüzör düşey kanat açısının; difüzörün ortamdaki hava dağılımı, difüzörden havanın çıkış hızı ve difüzörde ortaya çıkan hava basıncı düşümü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Difüzörün düşey kanat açısındaki değişmeye bağlı olarak bu çalışmadan elde edilen sonuçları şu şekilde sıralamak mümkündür:

1. Asimetrik düşey A düzleminde elde edilen akım çizgilerinin davranışından görülmektedir ki; difüzörün düşey kanat açısı arttıkça difüzörden ortama çıkan hava, hacmin ortalarına doğru daha fazla karışma davranışı göstermektedir.
2. Simetrik düşey B düzleminde elde edilen akım çizgileri göstermektedir ki; düşey kanat açısı arttıkça odanın köşelerinde oluşan girdaplar büyümektedir. Bu durum, difüzörden çıkan havanın artan düşey kanat açısı ile birlikte daha fazla hacme yayılma davranışı içerisinde olduğunu göstermektedir.
3. En üstteki yatay I düzleminde elde edilen akım çizgilerine göre; difüzörün düşey kanat açısı arttıkça, odada oluşan girdap çifti büyüyerek odanın tamamına yayılmaktadır. Bu bulgu, ortam içerisindeki hareketli havanın odanın kenar bölgelerine doğru daha homojen olarak dağılmakta olduğunu göstermektedir.
4. II düzleminde (ortadaki yatay düzlem) elde edilen akım çizgilerinden görülmektedir ki; difüzörün düşey kanat açısı arttıkça odanın ortasında oluşan büyük girdap çiftleri dağılarak odanın farklı yerlerinde küçük girdapçıklara dönüşmektedir. Ayrıca ortalama insan ölçüleri içerisinde kalan bu düzlemindeki hava hızı düzeylerinin standart konfor koşulları düzeylerine uygun olduğu görülmüştür.
5. III düzleminde (en alttaki yatay düzlem) elde edilen akım çizgileri bulgularına göre; difüzörün düşey kanat açısı arttıkça, diğer düzlemlerde olduğu gibi hava hızı düzeyleri standart konfor koşullarında kalmaktadır. Bu da difüzörden çıkan havanın ortama iyi bir şekilde dağılarak hızını kaybetmekte olduğunu ve odanın her tarafına yayıldığını göstermektedir.
6. Ortam içerisindeki uygun noktalarda elde edilmiş olan hız kayıtlarından da görülmektedir ki; difüzörün düşey kanat açısı arttıkça difüzörden gelen havanın ortamdaki hız değerleri standart konfor koşullarına uygun olmaktadır.
7. Difüzör düşey kanat açısı arttıkça direncin de artması nedeniyle difüzörlerde ortaya çıkan basınç düşümleri de artmaktadır. Ancak basınç düşümündeki bu artış 50 Pa standart değerinin altında kalmaktadır.
8. Difüzör çıkışında düşey kanat açısındaki artıştan dolayı oluşan kesit büyümesi sonucunda difüzör çıkış hızı da beklendiği gibi düşmektedir.

Elde edilen sonuçlar göstermektedir ki; havalandırılan ortamlarda önemli bir konfor koşulu olan hava hızı havanın oda içerisindeki dağılımına bağlı olarak önemli ölçüde değişmektedir. Ayrıca standart difüzörlerin havaya iyi bir dağıtıcılık kazandırmadığı ve buna bağlı olarak; hem gerekli konfor koşullarının dışına çıkılmakta olduğu, hem de otomatik kontrol sisteminde yer alan algılayıcıların sistemi uygun olmayan değerlerde çalıştıracağı açıktır. Bu nedenle dağıtıcılık özelliği yüksek difüzörlerin havalandırma yapılan ortamlarda kullanılması ile hem gerekli konfor koşullarının sağlanması hem de kontrol sisteminin uygun değer aralıklarında, gerçekçi ve enerji verimliliğini esas alan bir şekilde çalışması mümkün olacaktır.

Bu çalışmanın devamı olarak; farklı geometriye sahip mahallerin içerisinde cisimlerin ve insanların olduğu düşünülerek sayısal hesaplamalar yapılabilir. Bu sayısal hesaplamalar yapılırken difüzörlerin giriş ve çıkış yerleri, difüzör geometrisi ve sayısı, farklı hava hızları, kapı ve pencereler gibi parametreler göz önünde bulundurulabilir. Bu parametrelere dayalı olarak mahal içerisindeki havalandırmanın konfor koşullarına etkileri, sıcaklık değişimlerine ve ses seviyelerine olan etkileri sayısal olarak hesaplanabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] ISISAN Çalışmaları No:305, Klima Tesisatı,1997.
- [2] Balocco, C., Lio, P., Assessing Ventilation System Performance in Isolation Rooms, Energy and Buildings, 43(2011)246-252.

- [3] Quian, H., Li, Y., Nielsen, P., Hyldgaard, C., Dispersion of Exhalation Pollutants in a Two Bed Hospital Ward with a Downward Ventilation System, Building and Environment, 43(2008) 344-354.
- [4] Ascione, F., Minichiello, F., Microclimatic Control in the Museum Environment: Air Diffusion Performance, International journal of refrigeration, 33(2010) 806-814.
- [5] Wang, X., Pepper D., Numerical Simulation for Under-Floor Air Distribution System with Swirl Diffusers, Journal of Heat Transfer, 129(2007)592.
- [6] Zhou, L., Huang, H., Shakeri, A., Rastan S., Stach B., Pero Karen., Morofsky E., Haghighat F., Indoor Environment in an Office Floor with Nozzle Diffusers: A CFD Simulation, Ninth International IBPSA Conference, Montreal, Canada, August 15-18, 2005.
- [7] Kuas, G., Başkaya, S., Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 17 (2002) 35-32.k
- [8] Chung, K. C. ve Hsu, S. P., Effect of Ventilation Pattern on Room Air and Contaminant Distribution, Building and Environment, 36 (2001) 989-998.
- [9] Genceli, O. F. (Çeviren), Fizyolojik İlkeler ve Isıl Konfor, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:5, İstanbul, 1997.
- [10] Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi. Sayı:63,2009.
- [11] <http://geolab.larc.nasa.gov/APPS/YPlus/>. 14.02.2012
- [12] 2009 Ashrae Handbook Fundamentals.
- [13] 2011 Ashrae Handbook HVAC Applications.

## ÖZGEÇMİŞ

### Şahin YİĞİT

1986 yılı Ankara doğumludur. 2005 yılında kazandığı Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü 2009 yılında bölüm birincisi olarak bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2009 yılında araştırma görevlisi olarak göreve başlamıştır ve 2011 yılında Yüksek Mühendis unvanını almıştır. Halen K.T.Ü. Makina Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmakta ve aynı zamanda da doktora eğitimine devam etmektedir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemleri, Isı ve Kütle Transferi konularında çalışmaya devam etmekte ve iyi derecede İngilizce bilmektedir.

### Cengizhan SUNGURLU

1985 yılı Trabzon doğumludur. 2003 yılında kazandığı ZKÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2007 yılında mezun olmuştur. 2011 yılında KTÜ Makine Mühendisliği Bölümünden Yüksek Mühendis unvanı almıştır. 2009 yılından bu yana Trabzon Sanayi ve Ticaret odasında çalışmakta ve ulusal - uluslararası projelerin hazırlık ve yürütme aşamalarında görev almakta olup iyi derecede İngilizce bilmektedir.

### Burhan ÇUHADAROĞLU

1961 Trabzon doğumludur. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi 1983 yılı mezunudur. Karadeniz Teknik Üniversitesi'nden 1986 yılında Yüksek Mühendis, 1991 yılında Doktor unvanını almıştır. 1998 yılında Doçent olmuştur. 2004 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümüne Profesör olarak atanmıştır. Araştırmaları "Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği", "Hava Kirliliği" ve "Yapıda Isıtma Tesisatı" konuları üzerinde yoğunlaşmıştır. Makina Mühendisleri Odası üyesidir. Meslek dışı ilgi alanları, doğa, spor ve felsefedir. Halen KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Evli ve üç çocuk babasıdır.