



FARKLI KESİT GENİŞLEMELİ GEOMETRİLERİN KLİMA SANTRALLERİ İÇİN TASARLANAN BİR ANEMOSTAT TİP DİFÜZÖRLÜ BOŞ HÜCREDEKİ AKIŞA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

¹Muhammed Safa KAMER, ²Kerim SÖNMEZ, ³Ahmet KAYA

^{1,3}Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Kahramanmaraş, Türkiye

²Karadeniz Teknik Üniversitesi, Teknoloji Transfer Ofisi, Trabzon, Türkiye

^{1*}msafakamer@ksu.edu.tr, ²kerim-sonmez@hotmail.com, ³kaya38@ksu.edu.tr

(Geliş/Received: 30.03.2018; Kabul/Accepted in Revised Form: 11.05.2018)

ÖZ: Klima santrallerinde kullanılan fanların çıkış kesit alanı, fandan sonra gelen ısıtma/soğutma bataryaları, susturucu, filtre, karışım odası veya ısı geri kazanım vb. hücrelerin kesit alanından küçüktür. Klima santralının verimli bir şekilde çalışabilmesi için fanın üflediği havanın bir sonraki hücreye mümkün olan en düşük basınç düşüşü ve homojen hız dağılımı ile yayılması gerekir. Küçük bir kesit alanından çıkan havayı daha büyük bir kesit alanına yaymak için difüzörler kullanılmaktadır. Bu çalışmada, havanın boş hücrede daha kısa mesafede homojen dağılımını sağlamak için hem boş hücredeki kesit genişlemesinin yapısı hem de giriş kesitinde kullanılan difüzör yapısının etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Boş hücrenin kesit genişlemesinin yapısının akış üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla 5 farklı geometri (kare geometrili ani kesit genişlemesi, 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi) oluşturulmuştur. Difüzör yapısı olarak da düz (piramit yüksekliği = 0 mm) ve piramit (piramit yüksekliği = 30, 60 mm) şekilli anemostat tip difüzör kullanılmıştır. 80° kanat açısındaki üç farklı yükseklikte anemostat tipi difüzörün kullanıldığı beş farklı kesit genişlemesinin boş hücredeki basınç düşümüne ve hız dağılımına etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Araştırma sonucunda, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücrede en düşük basınç düşümü elde edilmiştir ve ayrıca difüzör piramit yüksekliğinin artmasıyla da basınç düşümünün azaldığı belirlenmiştir. 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücre içinde homojen hava akışının 80° kanat açısındaki anemostat tipi difüzörlerde h=0 ve 30 mm piramit yüksekliklerinde olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Anemostat tip difüzör, Basınç düşümü, Fan, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Klima santrali,

Numerical Investigation of The Effect Of Geometries with Different Cross Section Expansion on The Flow in An Empty Cell with An Anemostat Type Diffuser Designed For Air Conditioning Power Plants

ABSTRACT: The output cross-sectional area of the fans used in the air conditioning power plants is smaller than the cross-sectional area of cells, which are located after the fan, such as heating/cooling batteries, silencer, filter, mixing chamber or heat recovery. In order for the air conditioning power plant to operate efficiently, the air that the fan blows must spread to the next cell with the lowest possible pressure drop and homogeneous velocity distribution. Diffusers are used to spread air from a small to a larger cross-sectional area. In this study, both the structure of the sudden section expansion in the empty cell and the effect of the diffuser structure used in the inlet section have been numerically investigated to provide a homogeneous distribution of air at shorter distance in the empty cell. Five different geometries

(sudden section expansion with square geometry, section expansion with cut geometry from 45° on both sides, section expansion with cut geometry from 45° on four sides, section expansion with cut geometry from 15° on both sides, section expansion with cut geometry from 15° on four sides) have been created to determine the effect on flow of the structure of the section expansion of the empty cell. Flat (pyramid height = 0 mm) and pyramid (pyramid height = 30, 60 mm) shaped anemostat type diffusers have been used as the diffuser structure. The effect of five different cross section expansions where anemostat type diffuser is used at three different heights with 80° wing angle on the pressure drop and the velocity distribution in the empty cell has been investigated numerically. As a result of this study, the lowest pressure drop has been obtained in the empty cell with a section expansion with cut geometry from 45° on four sides, and it has also been determined that the pressure drop reduces with increasing the height of the diffuser pyramid. The homogeneous airflow in the empty cell with a section expansion with cut geometry from 45° on four sides has been found at h = 0 and 30 mm pyramid heights in the anemostat type diffusers at the 80° wing angle.

Key Words: *Anemostat type diffuser, Pressure drop, Fan, Computational fluid dynamic (CFD), Air conditioning power plant*

GİRİŞ (INTRODUCTION)

Klima santrallerinde emiş ve/veya üfleme fanlarının çıkışlarındaki hava akış hızları 8-15 m/s mertebelerinde olup, akışın hız dağılımı tam gelişmiş türbülanslı akıştaki hız dağılımından farklıdır (HVAC, 2006). Bu sebeple, fandan sonra arada yeterli uzunlukta bir santral bölümü veya delikli difüzörlü bir boş hücre kullanılmalıdır. Aksi durumda; havanın fan hücresinden sonra yer alan ısıtma/soğutma bataryaları, susturucu, filtre, karışım odası veya ısı geri kazanım vb. hücre yüzeylerinin ancak belirli bir kısmı ile teması söz konusu olmaktadır. Bu durum santrallerin çalışma verimlerini önemli ölçüde düşürmektedir. Çalışma verimini istenen seviyede tutabilmek için fan üfleme ağzından sonra hava dağılımını kolaylaştıran perfore (delikli) sacdan yapılmış bir delikli difüzörün de içinde bulunduğu fan çark çapının yaklaşık 0.8-1.5 katı uzunlukta boş hücreler kullanılmaktadır (Bilge, 2010). Delikli difüzörlü bir boş hücre kullanımı halinde, yukarıda bahsedilen hücrelerin tüm yüzeylerinden havanın homojen bir şekilde geçirilerek çalışma verimlerinin artırılması ve buna bağlı olarak santral içi basınç kaybının azaltılması mümkün olmaktadır (Bulut ve diğ., 2011; Tanyol, 2012). Santral içi basınç kaybının azaltılması ve havanın fandan sonraki hücrelere olabildiğince homojen bir şekilde yayılması enerji verimliliği açısından oldukça önemli bir durumdur.

Literatürde akışı kontrol etmek amacıyla akış alanına yerleştirilen farklı geometrilerdeki birçok delikli sac plakadan kaynaklanan basınç düşüşü akış karakteristikleri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır (Şahin, 1989; Şahin ve Ward-Smith, Şahin ve Ward-Smith, 1987; Şahin ve Ward-Smith, 1990; Şahin ve Ward-Smith, 1991; Şahin ve Ward-Smith, 1993; Şahin ve diğ., 1995; Noui-Mehidi ve diğ., 2005; Guo ve diğ., 2013).

Bayramgil ve diğ. (1998) bir iklimlendirme sistemi fanının çıkış kesitinde bulunan deliksiz difüzör içerisindeki akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Difüzördeki akışın sayısal incelemesi için çeşitli difüzör açılarındaki cidar statik basınç dağılımlarını ölçmüşlerdir. Difüzör çıkışındaki akışın düzgün olmadığını, türbülans seviyesinin noktadan noktaya önemli ölçüde değişkenlik gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Abantoa ve diğ. (2004) bilgisayar odasının akış analizi ve konfor koşullarını sayısal olarak belirlemişlerdir. Bilgisayar odası Solidworks ticari yazılımıyla modellenmiş ve FLUENT programında çözülmüştür. Odanın havalandırılması için dört-yollu difüzör kullanılmış ve kütleli debi girişi olarak tanımlanıp sayısal analizi yapılmıştır.

Zhang ve diğ. (2009) dört farklı difüzör kullanarak (çeyrek daire delikli difüzör; ızgara difüzör; zemin delikli pano difüzör; ve swirl difüzör) bir ofisteki akışı Fluent paket programı ile modellemişlerdir.

Literatür araştırmasında klima santralinde kullanılan kare kesitli kesik piramit şeklindeki bir delikli difüzörlü boş hücre için yapılan bir HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) çalışmasında iki farklı ebattaki geometriler için sayısal analiz çalışması yapılmış olup, hücre çıkışındaki hız dağılımları incelenmiştir. (Bulut ve diğ., 2011; Tanyol, 2012).

Bulut ve diğ. (2011) iklimlendirme sistemlerinde kullanılan klima santrallerinin veriminin artırılmasına yönelik CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) yöntemiyle incelemeler yapmışlardır. Klima santrallerindeki mevcut hücre yapısını CFD analiz programı olan Fluent'de çözerek, çıkan sonuçları değerlendirip akışın yapısını bozan ve yüksek basınç düşümüne neden olan kısımlar tespit edilmiştir.

Yiğit ve diğ. (2013) piyasada mevcut standart difüzörlerden (yayıcı) farklı olarak dağıtıcılık özelliği yüksek bir difüzörün tasarlanması amacıyla, çeşitli düşey kanat açısına sahip olan difüzörlerin ortamdaki hava dağıtıcılığını sayısal olarak incelemişlerdir. Oda içerisine yerleştirilen difüzörün çeşitli düşey kanat açılarında sayısal testlerini yaparak havanın ortamdaki dağılımını, hızını ve difüzörde ortaya çıkan basınç düşümlerini, ANSYS-Fluent paket programı kullanılarak belirlemişlerdir.

Kaya ve diğ. (2017) düz ve piramit şekilli anemostat tip difüzör kullanılması durumu için havanın boş hücreden sonraki üniteye yayılma durumunu ve difüzör tiplerinin boş hücrede sebep olduğu statik basınç düşüşünü sayısal olarak araştırmışlardır. Boş hücre içinde en homojen hava akışının düz anemostat tip difüzörde 80° kanat açısında olduğu tespit edilmiştir.

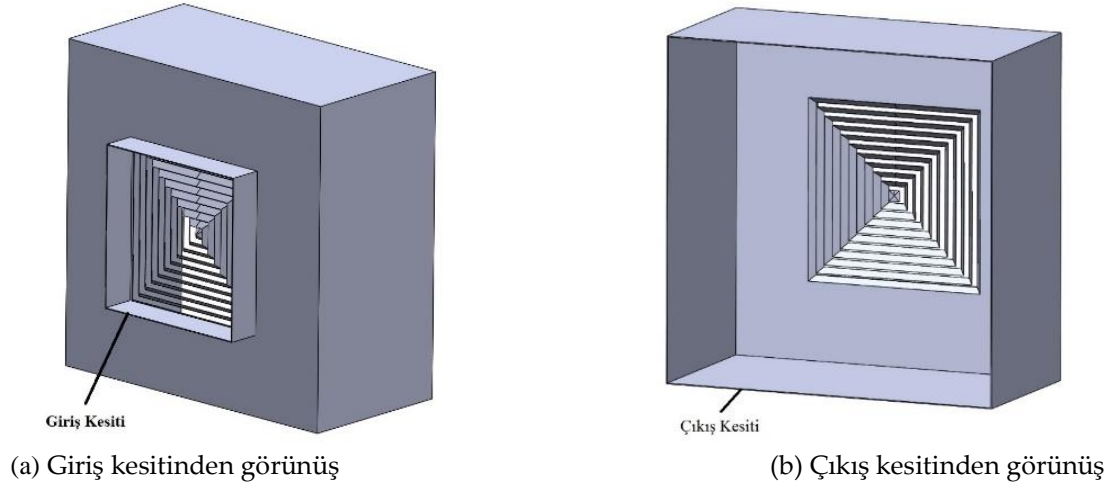
Bu çalışmada; 80° kanat açısına sahip farklı yüksekliklerdeki anemostat tip difüzör ve boş hücrenin kesit genişlemesi için tasarlanmış beş farklı geometri ele alınmıştır. Farklı difüzör yükseklikleri ve farklı boş hücre geometrilerinin akışa ve basınç düşümüne etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Olası bir iyileştirme sağlandığında üreticilerle bu sonuçların paylaşılması hedeflenmiştir.

MATERYAL VE METOD (MATERIALS AND METHODS)

Anemostat tipi geometriye sahip difüzörlü boş hücre için sayısal analizler ANSYS 18.1 programında gerçekleştirilmiştir. Analizler 80° kanat açısına sahip üç farklı anemostat geometrisi ($h = 0, 30, 60$ mm) ve beş farklı boş hücre (kare geometrili ani kesit genişlemesi, 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi) belirlenerek gerçekleştirilmiştir. Bu parametrelerin basınç düşüşüne ve boş hücredeki hız dağılımına olan etkileri incelenmiştir.

Anemostat Tipi Difüzörlü Boş Hücre (Empty Cell with Anemostat Type Diffuser)

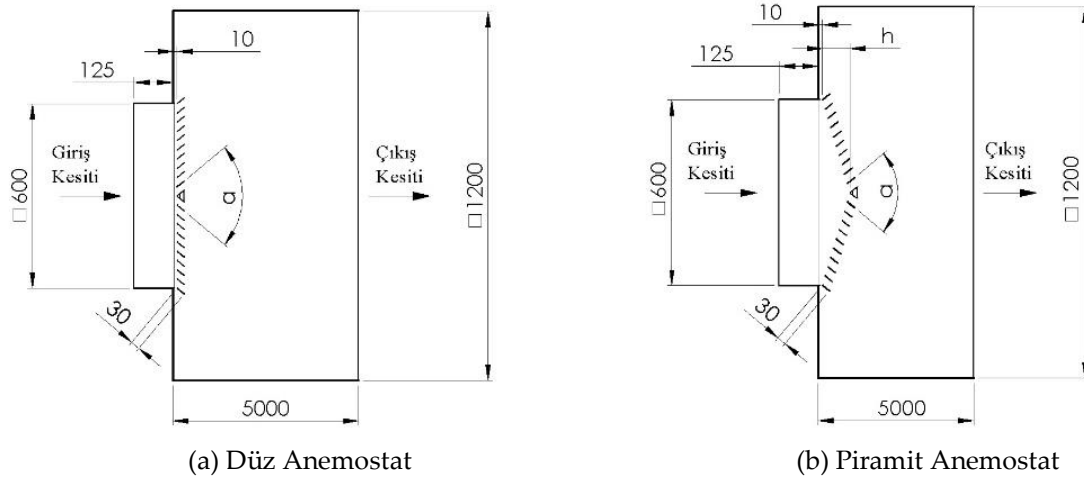
Sayısal analizlerde kullanılan anemostat tipi geometriye sahip difüzörlü boş hücre geometrisi Şekil 1'de verilmiştir. Sayısal analizlerde düz anemostat tipi (Şekil 2a) ve piramit anemostat tipi (Şekil 2b) geometriye sahip difüzörlü boş hücre ayrı ayrı incelenmiş olup, her iki tipteki geometri için 80° kanat açısında analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Anemostat tip difüzlü boş hücre

Figure 1. Empty cell with anemostat type diffuser

Yapılan çalışmada boş hücre kesiti 1200 mm x 1200 mm, hücre derinliği 5000 mm olarak alınmıştır. Boş hücreye havanın girdiği kesit 600 mm x 600 mm genişliğinde ve 125 mm uzunluğundadır. Difüzörün giriş kesiti, 600 mm x 600 mm'lik kesit alanından 1200 mm x 1200 mm'lik kesit alanına geçiş noktasından çıkışa doğru 10 mm ileride olacak şekilde monte edilmiş ve difüzörün çıkış kesiti 1200 mm x 1200 mm'lik boş hücre kesitine ortalanacak şekilde tasarım yapılmıştır. Anemostat tipi difüzör 10 kanattan oluşmaktadır. Girişten 10 mm sonraya yerleştirilen difüzörde her bir kanat uzunluğu 30 mm olarak alınmıştır. Anemostat tipi difüzlü boş hücre için geometrik bilgiler Şekil 2'de verilmiştir. Şekil 2' de verilen α anemostat tip difüzörün kanat açısını, h ise anemostat tip difüzörün yüksekliğini ifade etmektedir.

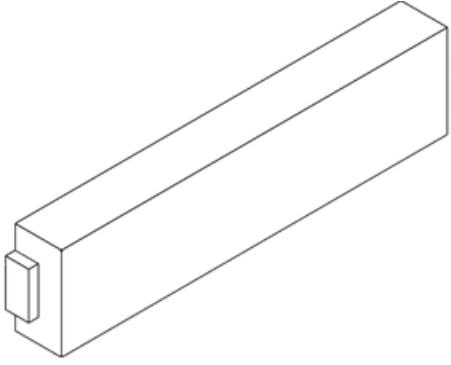


Şekil 2. Anemostat tipi difüzlü boş hücrenin geometrik detayları

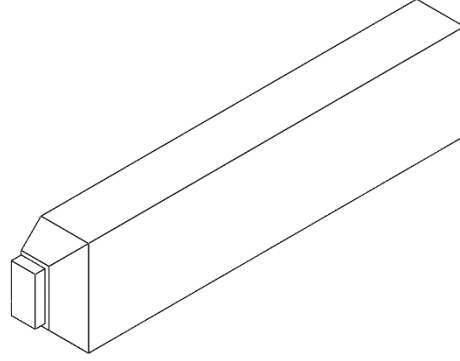
Figure 2. Geometric details of empty cell with anemostat type diffuser

Farklı Profillerdeki Boş Hücre (Empty Cell in Different Profiles)

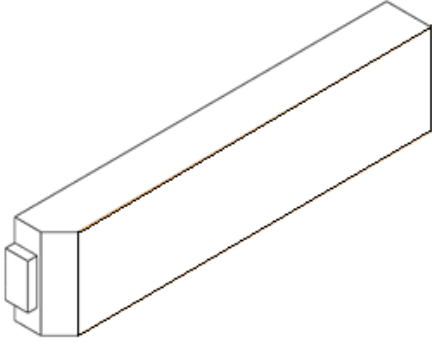
Sayısal analizlerde kullanılan beş farklı geometriye (kare geometrili ani kesit genişlemesi, 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi) sahip difüzlü boş hücre görüntüleri Şekil 3'de verilmiştir.



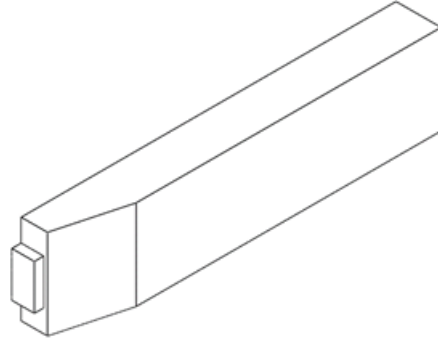
(a) Kare geometrili ani kesit genişlemesi



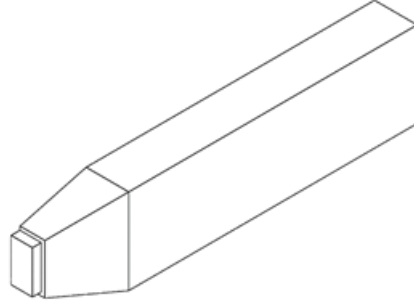
(c) 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



(b) 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



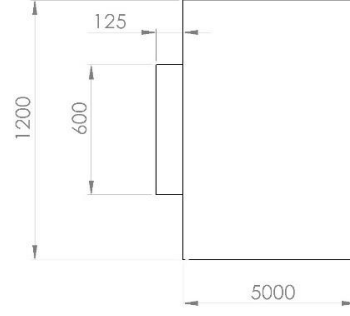
(d) 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



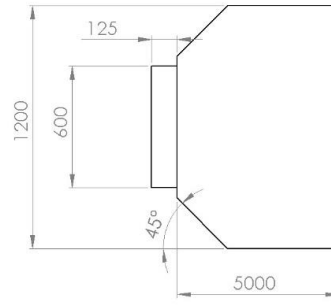
(e) 15° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi

Şekil 3. Farklı tip kesit genişlemesine sahip boş hücreler*Figure 3.* Empty cells having different types of section expansion

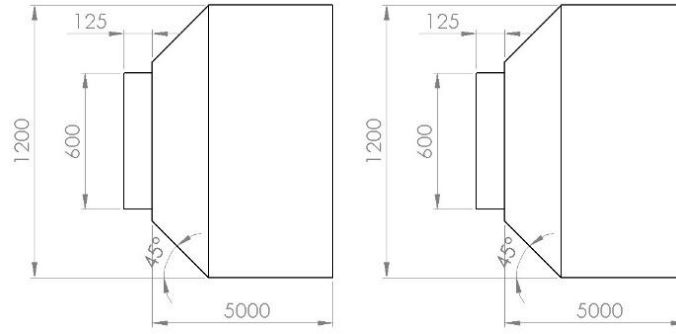
Yapılan çalışmada kullanılan boş hücre geometrilerinin üst görünüşleri için geometrik bilgiler Şekil 4'de verilmiştir.



(a) Kare geometrili ani kesit genişlemesi



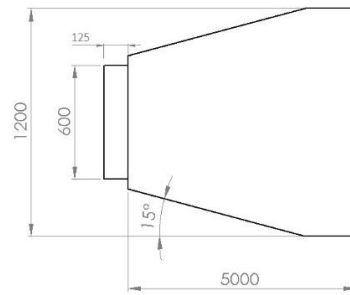
(b) 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



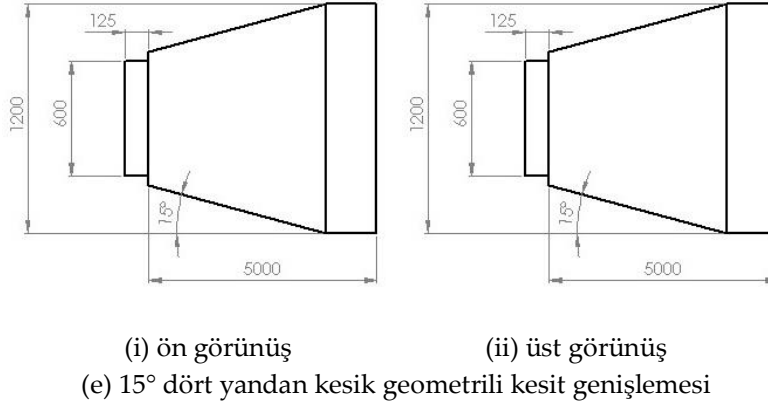
(i) ön görünüş

(ii) üst görünüş

(c) 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



d) 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi



Şekil 4. Farklı tip kesit genişlemesine sahip boş hücrelerin geometrik detayları
Figure 4. Geometric details of empty cells having different types of section expansion

Değişken Parametreler (Variable Parameters)

Bu çalışmada, değişken parametre olarak farklı tip geometride boş hücreler ve farklı yükseklikteki anemostat tipi difüzörler çalışılmıştır. Anemostat tipi difüzör geometrisi; düz ($h = 0$ mm) ve piramit ($h = 30, 60$ mm) olarak belirlenmiştir. Farklı tip boş hücre de beş farklı geometriyi (kare geometrilik ani kesit genişlemesi, 45° iki yandan kesik geometrilik kesit genişlemesi, 45° dört yandan kesik geometrilik kesit genişlemesi, 15° iki yandan kesik geometrilik kesit genişlemesi, 15° dört yandan kesik geometrilik kesit genişlemesi) ifade etmektedir.

Sayısal Modelleme (Numerical Modeling)

Yapılan sayısal çalışmada, oluşturulan geometrilerin akış analizleri ANSYS 18.1 programında gerçekleştirilmiştir. Havanın boş hücreye girdiği 600 mm x 600 mm'lik kesit için 'mass-flow-inlet (kütlesel debi girişi)', havanın boş hücreyi terk ettiği 1200 mm x 1200 mm'lik çıkış kesidi için 'pressure-outlet (basınç çıkışı)' ve diğer tüm yüzeyler için 'wall (duvar)' sınır şartı tanımlanmıştır. 'Mass-flow-inlet (kütlesel debi girişi)' sınır şartı verilen giriş kesitindeki kütlesel debi 3.6162 kg/s, 'pressure-outlet (basınç çıkışı)' sınır şartı verilen çıkış kesitindeki gösterge basıncı 700 Pa, 'wall (duvar)' sınır şartı verilen yüzeylerdeki cidar pürüzlülüğü 0.0032 mm olarak alınmıştır. Klima kanal ve difüzör malzemelerinin yüzey pürüzlülükleri ölçülmemiş olup, haddelenmiş yüzeyler için ilgili kaynaklarda belirtilen pürüzlülük değerlerinden ortalama yaklaşık değer kabul edilmiştir (Bağcı, 1998). Sayısal çözümü ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Bunun için ağ elemanı boyutu anemostat tipi difüzör cidarlarında maksimum 3 mm, boş hücrenin geriye kalan kısmında beş farklı boyutta analizler gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması yapılan analizler, kare geometrilik ani kesit genişlemesine sahip boş hücre içerisinde 80° kanat açısında düz ($h=0$) anemostat tipi difüzör kullanılarak gerçekleştirilmiş ve bu analizlerden elde edilen basınç düşümü değerleri Çizelge 1'de verilmiştir. Çizelge 1 incelendiğinde maksimum hacim elemanı boyutlarının 10mm, 15mm ve 20mm olduğu analizlerden elde edilen basınç düşümü değerlerinin birbirlerine çok yakın değerler olduğu görülmektedir. 20mm'den daha düşük hacim elemanı boyutlarındaki analizlerde basınç düşümünün neredeyse değişmediği tespit edilmiştir. Bundan sonra yapılan analizlerde ağ elemanı boyutu anemostat tipi difüzör cidarlarında maksimum 3 mm, boş hücrenin geriye kalan kısmında maksimum 20 mm olarak belirlenmiş (ağ yapısı ortalama eleman sayısı 5,500,000), türbülans modeli olarak standart k- ϵ modeli seçilmiştir (Kaya ve diğ., 2017). Türbülans çözücü ve ağ yapısını belirlemede; literatürde V profilli bir difüzör için yapılan deneysel bir çalışma alınmış, test bölgesi ANSYS'de modellenerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır (Çizelge 2 ve Şekil 5), (Taçgün, 2016). Bu çalışmada kullanılan geometri ve ağ yapısı ise Şekil 6'da verilmiştir.

Çizelge 1. Kare geometrili ani kesit genişlemesine sahip boş hücrede farklı eleman boyutlarında oluşan basınç düşümü

Table 1. Pressure drop at different element sizes in empty cell having sudden cross section expansion with square geometry

Maksimum Hacim Elemanı Boyutu [mm]	Anemostat Maksimum Yüzey Elemanı Boyutu [mm]	Eleman Sayısı	Maksimum Çarpıklık	Minimum Ortogonal Kalite	Statik Basınç Düşümü, ΔP [Pa]
10	3	32,666,943	0.82660	0.17340	148.83654
15	3	10,875,996	0.81358	0.18642	150.38596
20	3	5,579,766	0.80656	0.19344	151.66988
25	3	3,699,135	0.81205	0.18795	165.61637
30	3	2,873,368	0.81226	0.18774	176.03717

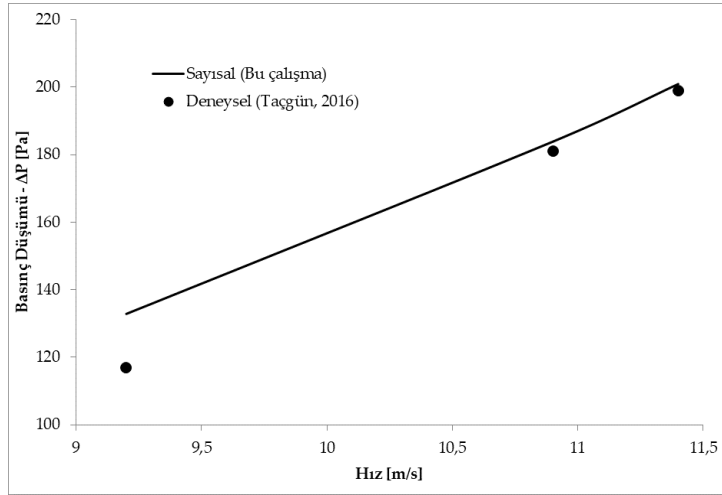
* Analizler 80° kanat açısında düz ($h=0$) anemostat tipi difüzör kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Ağ yapısındaki hücrelerin kalitesi (ortogonal kalite, çarpıklık), sayısal çözümün doğruluğu üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Ortogonal kalite (Orthogonal quality), hücre çarpıklığı ve hücre ağırlık merkezinden hücrenin her yüzüne olan vektörler, karşılık gelen yüzey alanı vektörü ve hücre ağırlık merkezinden bitişik hücrelerin her birinin ağırlık merkezlerine olan vektörler kullanılarak hücreler için hesaplanır. En kötü hücreler 0'a daha yakın, en iyi hücreler de 1'e daha yakın bir ortogonal kaliteye sahip olacaktır. Tüm hücre tipleri için minimum ortogonal kalite 0.01'den daha fazla olmalı ve ortalama değer ise bu değerden önemli ölçüde daha yüksek olmalıdır. Çarpıklık (Skewness), hücrenin şekli ile eşdeğer hacimli eşkenar bir hücrenin şekli arasındaki fark olarak tanımlanır. Çok eğimli (çarpık) hücreler doğruluğu azaltabilir ve çözümü istikrarsızlaştırabilir. Örneğin, en uygun dörtgen gözenekler 90 dereceye yakın köşe açılara sahipken, üçgen kafesler tercihen 60 dereceye yakın açılara sahip olmalı ve 90 dereceden daha az açılara sahip olmalıdır. Genel bir kural, çoğu akışta üçgen/dörtüzlü ağ için maksimum çarpıklığın 0.95'in altında tutulması gerektiği ve ortalama değer ise bu değerden önemli ölçüde daha düşük olması gerektiğidir (Ansys Fluent User's Guide). Bu çalışmada yapılan analizler için oluşturulan ağ yapıları içerisinde en düşük ortogonal kalite değeri 0.17, en düşük ortalama ortogonal kalite değeri 0.76, en yüksek çarpıklık değeri 0.83 ve en yüksek ortalama çarpıklık değeri 0.23 olarak tespit edilmiştir. Bu değerlerin yukarıda verilen kabul edilebilir aralıklar içerisinde olduğu görülmektedir.

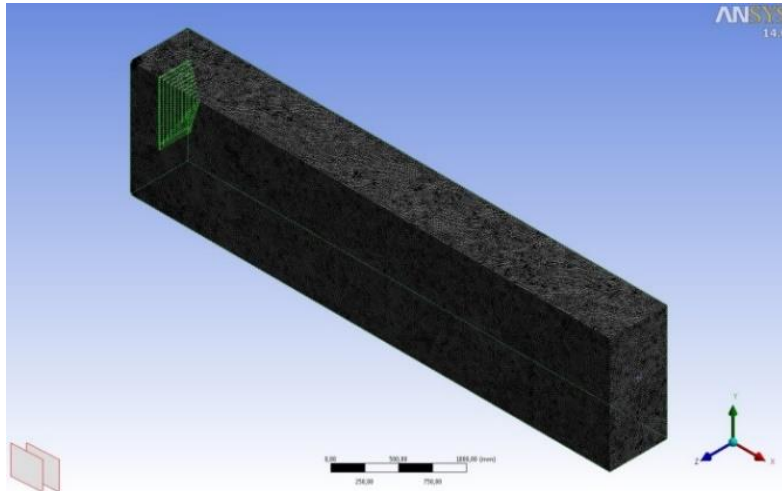
Çizelge 2. V Difüzördeki basınç düşümünün deneysel ve sayısal karşılaştırılması

Table 2. Experimental and numerical comparison of pressure drop in V diffuser

Hız	Deneysel Çalışma (Taçgün, 2016)			Sayısal Çalışma (Bu çalışma)		
	Giriş Basıncı	Çıkış Basıncı	Basınç Düşümü	Giriş Basıncı	Çıkış Basıncı	Basınç Düşümü
[m/s]	P_G [Pa]	P_C [Pa]	$\Delta P = P_G - P_C$ [Pa]	P_G [Pa]	P_C [Pa]	$\Delta P = P_G - P_C$ [Pa]
9.2	603	486	117	618.85	486	132.85
10.9	873	692	181	875.88	692	183.88
11.4	944	745	199	945.95	745	200.95



Şekil 5. V Difüzördeki basınç düşümünün deneysel ve sayısal karşılaştırılması
Figure 5. Experimental and numerical comparison of pressure drop in V diffuser



Şekil 6. Sayısal analizde kullanılan ağ yapısı
Figure 6. Mesh structure used in numerical analysis

Sıkıştırılamaz bir akışkanın zaman bağımlı hareketi, kartezyen koordinatlarda Navier-Stokes denklemleri (Denklem 1) ve süreklilik denklemi (Denklem 2) ile ifade edilmektedir. Bu denklemlerde, hız ve basınç büyüklükleri zaman ortalamalı ve çalkantı terimleri cinsinden yazıldığında, zaman ortalamalı denklemler Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (Denklem 3) olarak elde edilmektedir. Bu denklemlerde yer alan çalkantı terimlerinin hesaplanmasına yönelik olarak çok sayıda türbülans modeli geliştirilmiştir (Özmen, 2006).

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + F \quad (1)$$

Atalet kuvvetleri = basınç kuvveti + sürtünme kuvveti + kütleli kuvvetler

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho\bar{u}_i\bar{u}_j \right] + F \quad (3)$$

Standart k-ε türbülans modeli: İki denklemlilik türbülans modelleri arasında ekonomikliğı ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjinin dağılımı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümü ve türbülans viskozitesinin (μ_t) hesabını içerir. Kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde, bu transport denklemleri k ve ε için sırası ile Denklem 4 ve Denklem 5’de verilen şekilde yazılabilir (Şimşek, 2011).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_i}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

“Standart k-ε” türbülans modelinin sabitleri aşağıda belirtilen değerlere sahiptir (Ansys Fluent 14.0 Theory Guide, 2011).

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

BULGULAR VE ANALİZ (RESULTS AND ANALYSIS)

ANSYS programında gerçekleştirilen analizler sonucunda, beş farklı boş hücre geometrisinde 80° kanat açısına sahip düz ve piramit şekilli anemostat tipi difüzör için elde edilen basınç düşümü Çizelge 3’de verilmiştir. Sayısal analizler sonucunda giriş kesitinden elde edilen statik basınç değerinden (P_G), çıkış kesitinden elde edilen statik basınç değerinin (P_C) farkı alınarak basınç düşümü ($\Delta P = P_G - P_C$) hesaplanmıştır.

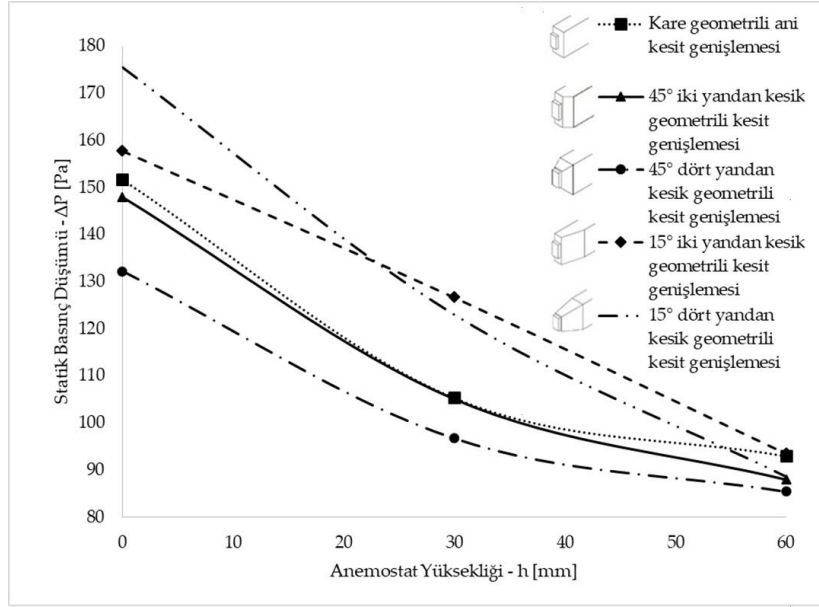
Çizelge 3. Beş farklı boş hücre geometrisi için 80° kanat açısına sahip üç farklı anemostat yüksekliğinde oluşan basınç düşümü

Table 3. Pressure drop at three different anemostat heights having 80° wing angle for five different empty cell geometries

Boş Hücre Kesit Genişlemesi	Statik Basınç Düşümü, ΔP [Pa]		
	Düz Anemostat	Piramit anemostat	Piramit anemostat
	h = 0 mm	h = 30 mm	h = 60 mm
Kare geometrilik ani	151.66988	105.31599	92.97898
45° iki yandan kesik geometrilik	147.92776	105.02868	87.94000
45° dört yandan kesik geometrilik	132.19112	96.6981	85.38096
15° iki yandan kesik geometrilik	157.79015	126.66800	93.47932
15° dört yandan kesik geometrilik	175.48921	123.03607	88.66761

Şekil 7’de beş farklı kesit genişlemesine sahip boş hücre geometrisi için farklı difüzör yüksekliklerindeki basınç kayıpları verilmiştir. Tüm geometri yapılarında difüzör yüksekliğinin artmasıyla akışa olan direnç azaldığından basınç düşümü azalmıştır. Boş hücre geometrisi olarak incelendiğinde 80° kanat açısına sahip anemostat tipi difüzlü 45° dört yandan kesik geometrilik kesit genişlemesine sahip boş hücrede en düşük basınç kayıpları elde edilmiştir. Piramit yüksekliğinin

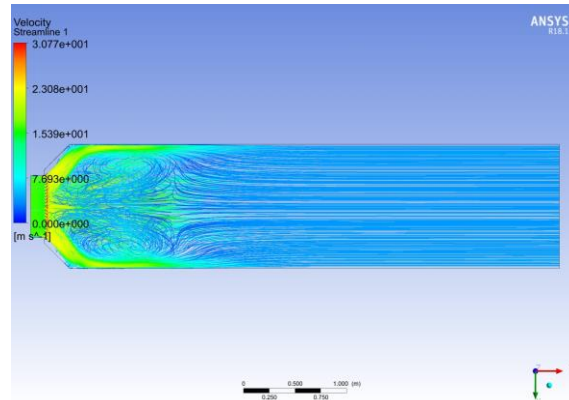
artmasıyla hava akışı difüzör içinden daha kolay olmakta, bu ise basınç düşümünün azalmasına sebep olmaktadır.



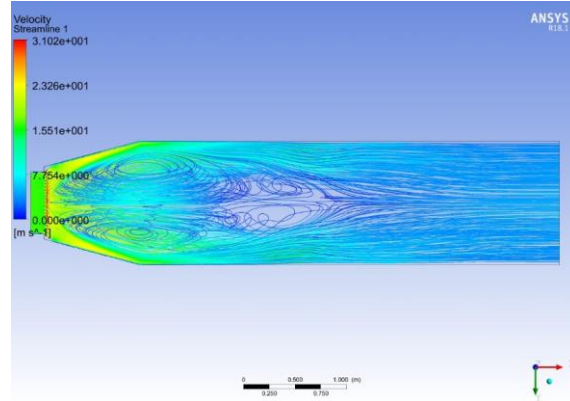
Şekil 7. Beş farklı boş hücre geometrisi için 80° kanat açısına sahip ve üç farklı anemostat yüksekliğinde oluşan basınç düşümü

Figure 7. Pressure drop at three different anemostat heights and 80° wing angle for five different empty cell geometries

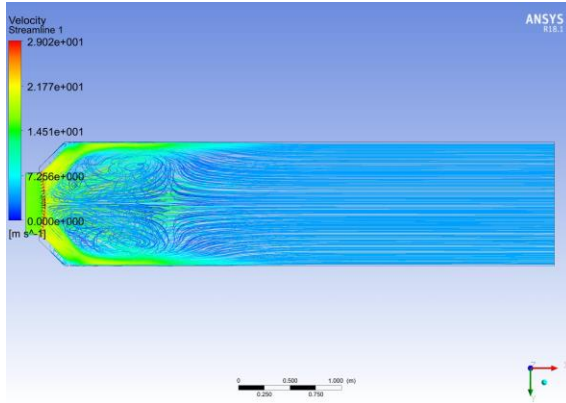
Şekil 8’de 45° dört yandan kesik geometrili boş hücre ve 15° dört yandan kesik geometrili boş hücre için 80° kanat açıklığına sahip ve üç farklı yükseklikteki ($h = 0, 30, 60$ mm) anemostat tipi difüzör geometrisinin oluşturduğu akış çizgileri gösterilmiştir. Bu akış çizgileri incelendiğinde 80° kanat açısındaki düz şekilli anemostat tipi difüzör kullanıldığında, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücredeki akış çizgilerinin daha düzgün olduğu ve giriş kesitine daha yakın bir bölgede düzgün dağılımın elde edildiği görülmektedir. Çizelge 4’de beş farklı tip boş hücre geometrisinde ve 80° kanat açısındaki üç farklı yüksekliğe sahip anemostat tipi difüzör için, homojen akışın olduğu mesafeler (bu mesafe kesit genişlemesinin başladığı noktadan olan uzaklığı ifade etmektedir) verilmiştir. Kesit genişlemesinde 45° dört yandan kesik geometrili boş hücrede hem daha düşük basınç düşümü elde edilmiş hem de 0 mm ve 30 mm yükseklikteki difüzör için daha kısa mesafede homojen bir hız dağılımı elde edilmiştir.



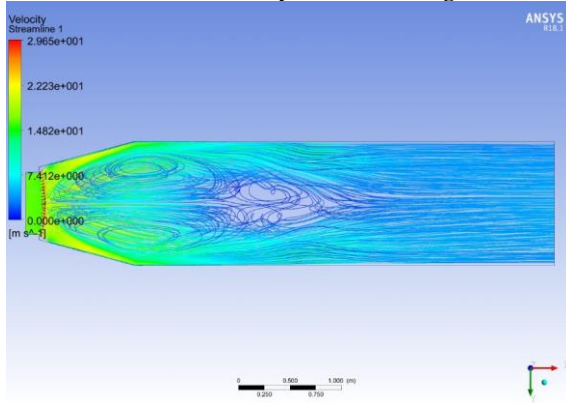
80° kanat açılı 45° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Düz anemostat ($h=0$ mm)



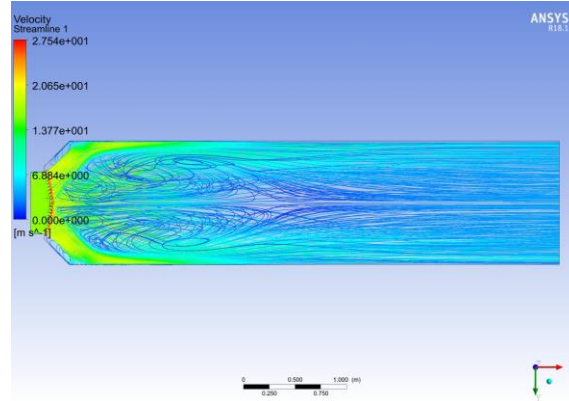
80° kanat açılı 15° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Düz anemostat (h=0 mm)



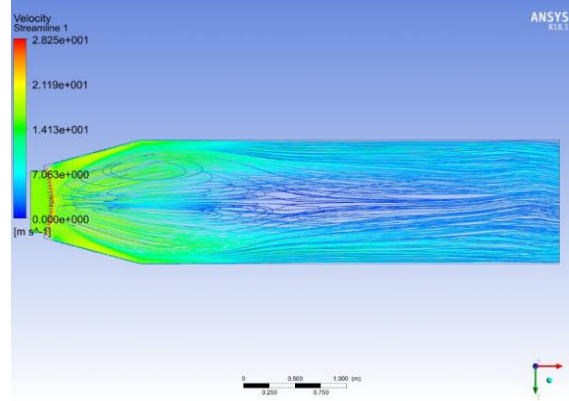
80° kanat açılı 45° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Piramit anemostat (h=30 mm)



80° kanat açılı 15° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Piramit anemostat (h=30 mm)



80° kanat açılı 45° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Piramit anemostat (h=60 mm)



80° kanat açılı 15° dört yandan kesik geometrili boş hücre - Piramit anemostat (h=60 mm)

Şekil 8. 80° kanat açılı düz ve piramit şekilli anemostat tipi difüzör için farklı geometrili boş hücrelerde oluşan akış çizgileri

Figure 8. Stream lines in empty cells with different geometry for 80° wing angle flat and pyramid shaped anemostat type diffuser

Boş hücrelerde akışın daha kısa mesafede homojen dağılımını sağlayarak hücre boyunun azaltılması hedeflenen çalışmalar için, bu değer iyi bir sonuç verdiği değerlendirilebilir. Boş hücrelerin küçültülmesi ile klima santralının hem yatırım maliyetinin azaltılması hem de kapladığı alandan tasarruf sağlanması hedeflenmektedir.

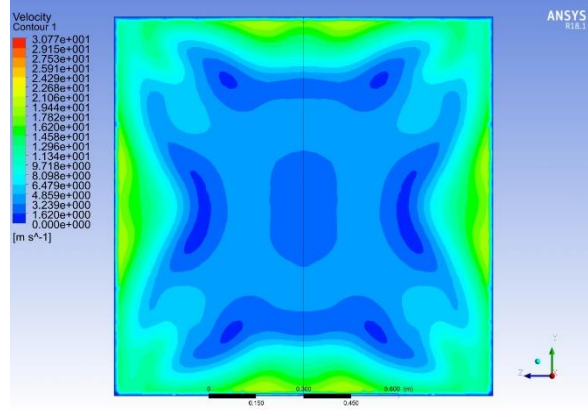
Çizelge 4. 80° kanat açılı anemostat tip difüzörlü boş hücre geometrilerinde belirlenen homojen akış mesafeleri

Table 4. Homogeneous flow distances in empty cell geometries with 80° wing angle anemostat type diffuser

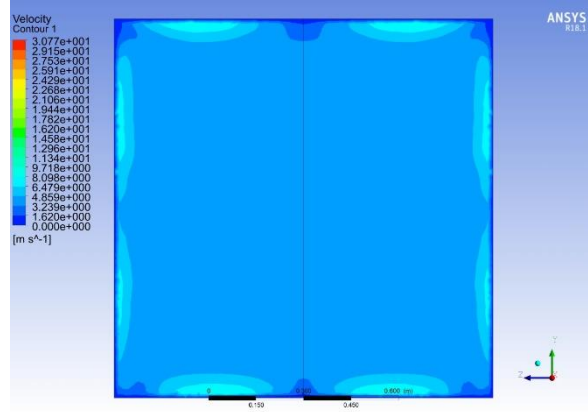
Boş Hücre Kesit Genişlemesi	Tahmini Homojen Akış Mesafesi [m]		
	Düz Anemostat	Piramit anemostat	Piramit anemostat
	h = 0 mm	h = 30 mm	h = 60 mm
Kare geometrili ani	2.50	2.40	3.20
45° iki yandan kesik geometrili	2.30	2.30	3.10
45° dört yandan kesik geometrili	2.0	2.15	4.00
15° iki yandan kesik geometrili	2.40	3.30	3.70
15° dört yandan kesik geometrili	3.50	3.30	4.40

Çizelge 4' de giriş kesitinden sonra en kısa mesafede oluşan homojen bölge 80° kanat açılı düz (h = 0) ve piramit (h = 30 mm) anemostat tipli 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücrelerde gerçekleşmektedir. Kesit genişlemesi 45° dört yandan kesik geometrili olan boş hücrede 80°

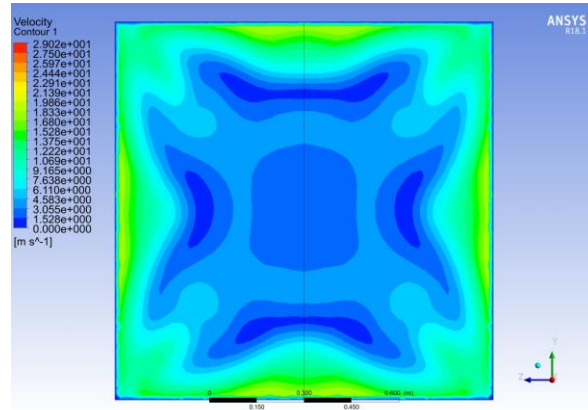
kanat açılı düz ($h = 0$) ve piramit ($h = 30$ mm) anemostat tip difüzörlerin kullanılmasıyla, klima santralinin hem yatırım maliyetinin hem de kapladığı alanın azalacağı görülmektedir.



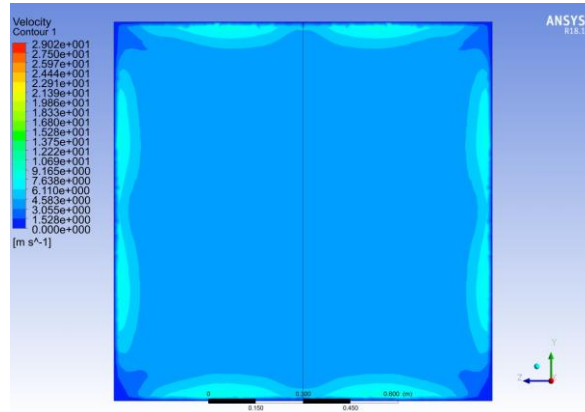
(a) Kesit genişlemesi başlangıcından 1 metre mesafe sonrası - Düz anemostat ($h=0$ mm)



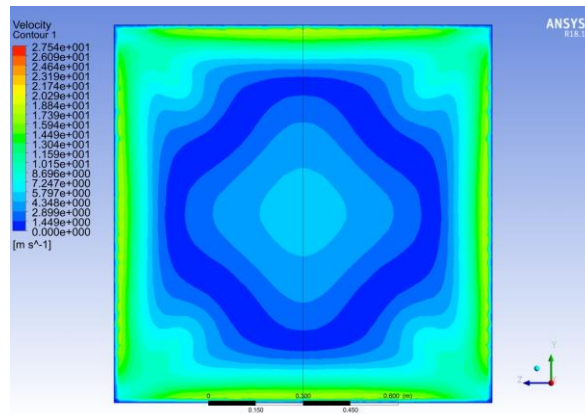
(b) Kesit genişlemesi başlangıcından 2 metre mesafe sonrası - Düz anemostat ($h=0$ mm)



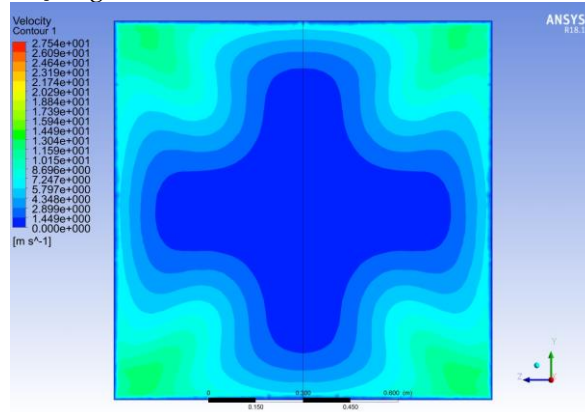
(c) Kesit genişlemesi başlangıcından 1 metre mesafe sonrası - Piramit anemostat ($h=30$ mm)



(d) Kesit genişlemesi başlangıcından 2 metre mesafe sonrası - Piramit anemostat ($h=30$ mm)



(e) Kesit genişlemesi başlangıcından 1 metre mesafe sonrası - Piramit anemostat ($h=60$ mm)



(f) Kesit genişlemesi başlangıcından 2 metre mesafe sonrası - Piramit anemostat ($h=60$ mm)

Şekil 9. 80° kanat açılı anemostat tip difüzörlü 45° dört yandan kesik geometrili boş hücrede farklı kesitlerde oluşan hız dağılımları

Figure 9. Velocity contours at different sections in empty cell with 80° wing angle anemostat type diffuser with 45° four sided cut-off geometry

Şekil 9'da 80° kanat açılı düz ve piramit ($h = 0, 30, 60$ mm) şekilli anemostat tip difüzörlü 45° dört yandan kesik geometrili boş hücre ile yapılan sayısal analizin kesit genişlemesi başlangıcından itibaren birinci metredeki ve ikinci metredeki hız dağılımları verilmiştir. Şekil 9 incelendiğinde $h=0$ ve 30 mm piramit yüksekliklerindeki anemostat tipi difüzörlerde ikinci metreden itibaren hız dağılımının düzeldiği görülmektedir.

SONUÇLAR (CONCLUSION)

Bu çalışmada; beş farklı boş hücre geometrisinde (kare geometrili ani kesit genişlemesi, 45° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° iki yandan kesik geometrili kesit genişlemesi, 15° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesi) 80° kanat açısına sahip düz anemostat tipi ve piramit anemostat tipi difüzörlerin basınç düşümüne ve hız dağılımına etkileri sayısal olarak incelenmiş ve aşağıda verilen sonuçlara ulaşılmıştır;

1. Piramit yüksekliğinin artmasıyla basınç düşümünün azaldığı tespit edilmiştir.
2. 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücrede, h=0 mm ve 30 mm difüzör piramit yüksekliklerinde en az basınç düşümü elde edilmiştir.
3. Boş hücre geometrileri incelendiğinde, 45° dört yandan kesik geometrili kesit genişlemesine sahip boş hücre ve 80° kanat açılı h=0 ve 30 mm piramit yüksekliklerindeki anemostat tipi difüzörlerde akış çizgilerinin daha düzgün olduğu ve homojen hız dağılımının kesit genişlemesi başlangıcına en yakın mesafede olduğu görülmüştür.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

- $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$: türbülans modeli sabitlerini,
 F : kuvveti [N],
 G_k : türbülans kinetik enerjisi üretimini [kg/(m.s³)],
 k : türbülans kinetik enerjisini [m²/s²],
 P : basıncı [N/m² veya Pa],
 P_C : çıkış kesitindeki statik basıncı [Pa],
 P_G : giriş kesitindeki statik basıncı [Pa],
 t : zamanı [s],
 u : yatay doğrultudaki hız bileşenini [m/s],
 \bar{u} : yatay doğrultudaki ortalama hız bileşenini [m/s],
 x : yatay koordinatı [m],

Yunan Harfleri (Greek Letters)

- α : difüzör kanat açısını [°],
 μ : dinamik viskoziteyi [kg/(m.s)],
 μ_t : türbülans viskozitesini [kg/(m.s)],
 ε : türbülans kinetik enerjinin dağılımı [m²/s³],
 ρ : yoğunluğu, [kg/m³]
 σ_k : k için türbülanslı Prandtl sayısını,
 σ_ε : ε için türbülanslı Prandtl sayısını,
 ΔP : basınç düşümünü [Pa] ifade etmektedir.

KATKI BELİRTME (ACKNOWLEDGMENT)

Bu çalışma; KSÜ Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2017/4-32M nolu proje ile desteklenmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Ansyst Fluent 14.0 *Theory Guide*, 2011, Ansys Inc.,
http://cdlab2.fluid.tuwien.ac.at/LEHRE/TURB/Fluent.Inc/v140/flu_th.pdf, URL (Eriřim tarihi: 28.02.2014).
- Ansyst Fluent *User's Guide*, Release 18.1, Ansys Inc.
- Abantoa, J., Barreroa, D., Reggioa, M., Ozella, B., 2004, "Airflow Modelling in A Computer Room", *Building and Environment*, Vol. 39, pp. 1393 – 1402.
- Bağcı, M., 1998, *Teknik Resim*, Birsen Yayınevi Limited Şirketi, ISBN: 975-511-128-X, İstanbul, 286s.
- Bayramgil, V., Bayrak, S., Yükselen, M.A., Erım, M. Z., "Experimental Investigation of A Diffuser For Cooling And Air Conditioning System", *21st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, Victoria, AUSTRALIA, 13-18 Eylül 1998.
- Bilge, M., 2010, *Klima Santralleri*, ISKAV Teknik Kitaplar Dizisi, No: 01, İstanbul, pp. 146.
- Bulut, S., Ünveren, M., Arısoy, A., Böke, Y. E., "CFD Analiz Yöntemiyle Klima Santrallerinde İç Kayıpların Azaltılması", *T.M.M.O.B., X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, TÜRKİYE, pp. 291-326, 13-16 Nisan 2011.
- Guo, B.Y., Hou, Q.F., Yu, A.B., Li L.F., Guo, J., 2013, "Numerical Modelling of The Gas Flow Through Perforated Plates", *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 91, pp. 403-408.
- HVAC Systems Duct Design*, 2006, Fourth Edition, Chapter 6, SMACNA.
- Kaya, A., Kamer, M.S., Sönmez, K., "Klima Santrallerindeki Boş Hücreler İçin Tasarlanan Bir Anemostat Tip Difüzörün Akış Üzerindeki Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi", *21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniğı Kongresi*, pp. 226-233, Çorum, TÜRKİYE, 13-16 Eylül 2017.
- Noui-Mehidi, M.N., Wu J., Sutalo, I.D., Grainger, C., 2005, "Velocity Distribution Downstream of An Asymmetric Wide-angle Diffuser", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29, pp. 649-657.
- Özmen, Y., 2006, *Farklı Çatı Tipleri ve Eğimlerdeki Binalar Üzerinde Rüzgar Etkilerinin Deneysel ve Teorik İncelenmesi*, Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 191s.
- Şahin, B., 1989, "Pressure Losses in An Isolated Perforated Plate And Jets Emerging From The Perforated Plate", *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 31, pp. 51-61.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., 1987, "The Use Of Perforated Plates To Control The Flow Emerging From A Wide-Angle Diffuser, With Application To Electrostatic Precipitator Design", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 124-131.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., 1990, "Effect of Perforated Plates On Wide-angle Diffuser-exit Velocity Profiles", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 34, pp. 113-125.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., 1991, "Flow Control by Perforated Plates Using A Blanking Technique in Wide-angle Diffusers Employed in Practical Electrostatic Precipitator Systems", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 37, pp. 269-284.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., 1993, "The Pressure Distribution in And Flow Characteristics of Wide-angle Diffusers Using Perforated Plates for Flow Control With Application to Electrostatic Precipitators", *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 35, pp. 117-127.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., Lane D., 1995, "The Pressure Drop And Flow Characteristics Of Wide-Angle Screened Diffusers Of Large Area Ratio", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 58, pp. 33-50.
- Şimşek, O., 2011, *Eğrisel Geniş Başlıklı Savak Üzerinden Geçen Açık Kanal Akımının Deneysel ve Teorik Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana, 93s.
- Taçgün, E., 2016, *Klima Santrallerinde Kullanılan V Profil Delikli Difüzörlü Hücrenin Akış Performansının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya, 191s.

- Tanyol, İ., "Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu ve CFD Analizi İle İç Dirençlerin Azaltılması", *I. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu, Çağrılı Konuşma, Balıkesir, TÜRKİYE*, 13-15 Eylül 2012.
- Yiğit, Ş., Sungurlu, C., Çuhadaroğlu, B., "HVAC Sistemlerinde Kullanılabilecek Yeni Tip Bir Difüzör İçin Performans İncelemesi", *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, TÜRKİYE*, pp. 19-36, 17-20 Nisan 2013.
- Zhang, T., Lee, K.S., Chen, Q., 2009, "A Simplified Approach to Describe Complex Diffusers in Displacement Ventilation for CFD Simulations", *Indoor Air*, Vol. 19, No. 3, pp. 255-267.