



Merkezi Klima Santrallerindeki Plakalı Difüzörlerin Akış Alanına ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal İncelenmesi

Kerim Sönmez^{1*}, Yücel Özmen²

ÖZ

Merkezi havalandırma ve iklimlendirme santrallerinde yer alan çeşitli fanların hava üfleme kısmının boyutları, santraldeki fan hücrelerinden sonra gelen, susturucu, ısıtma/soğutma üniteleri, karışım hücresi/odası, ısı geri kazanım üniteleri veya filtre vb. klima santrali ünitelerinin kesit boyutlarından oldukça küçüktür. Klima santralini daha etkin çalışabilmesi için, fandan çıkan havanın sonraki hücelere mümkün olan en az basınç düşümü ve en düzgün (homojen) hız dağılımı ile yayılması gerekmektedir. Fanın üfleme ağzından çıkan havayı santral içerisinde yer alan daha büyük bir kesit alanına yaymak için içerisinde delikli difüzörler bulunan boş hücreler kullanılmaktadır. Bu çalışmada, delikli plakalara sahip difüzörlü boş hücre durumu incelenmiştir. Delik geometrisi üçgen ve altıgen olarak tasarlanmış ve sırasıyla tekli plaka, arka arkaya yerleştirilmiş ikili plaka ve üçlü plaka belirlenmiştir. Arka arkaya yerleştirilen plakaların delikleri asimetric olarak düzenlenmiştir. Tasarlanan delikli plaka difüzörleri 5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s şeklinde üç farklı hızda denenmiş ve difüzörler daralmanın bittiği alana yerleştirilmiştir. Yerleştirilen difüzörler için havanın boş hücredeki akış dağılımı ve delikli difüzöre sahip boş hücreden kaynaklanan basınç düşümü sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda en düşük basınç düşümü 5 m/s akış hızında tekli altıgen delikli düz plakalı difüzörde sağlanmıştır. En yüksek basınç düşümü ise 15 m/s akış hızında üçlü üçgen delikli düz plakalı difüzörde elde edilmiştir. Homojen hız dağılımı açısından en uygun durum, 15 m/s akış hızında ikili altıgen delikli düz plakalı difüzörde, en olumsuz durum ise yine 15 m/s akış hızında üçlü üçgen delikli düz plakalı difüzörde oluşmuştur.

Anahtar Kelimeler: Klima santrali, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), delikli difüzör, plakalı difüzör, basınç düşümü

Numerical Investigation of the Effects of Plate Diffusers in Central Air Handling Units on Flow Field and Pressure Drop

ABSTRACT

The cross-sectional area of the blowing nozzles of various fans in the central ventilation and air conditioning plants, after the fan in the plant, silencer, heating / cooling units, mixing room, heat recovery units or filter, etc. is considerably smaller than the cross-sectional area of the cells. In order for the air handling unit to operate more effectively, the air leaving the fan must be spread to the subsequent cells with the least possible pressure drop and the most homogeneous velocity distribution. Empty cells with a perforated diffuser are used to spread the air exiting the blower of the fan to a larger cross-sectional area. In this study, the case of empty cells with diffusers with perforated plates was investigated. The holes geometries were

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 28.05.2021

Kabul/Accepted : 30.01.2022

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Teknoloji Transferi Uygulama ve Araştırma Merkezi, Trabzon
kerimsonmez@ktu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5110-3849

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon
yozmen@ktu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-1127-1060



designed as triangle and hexagon and respectively, single plate, double plate placed back to back and triple plate were determined. The holes of the plates placed one behind the other are arranged asymmetrically. The designed perforated plate diffusers were tested at three different velocities as 5 m/s, 10 m/s and 15 m/s, and the diffusers were placed in the area where the contraction ended. For the installed diffusers, the flow distribution of the air in the empty cell and the pressure drop caused by the empty cell with a perforated diffuser were numerically investigated. As a result of the study, the lowest pressure drop was achieved in a single hexagonal perforated flat plate diffuser at flow velocity of 5 m/s. The highest pressure drop was obtained in a triple triangular perforated flat plate diffuser at flow velocity of 15 m/s. The most favorable situation in terms of homogeneous velocity distribution occurred in the double hexagonal perforated flat plate diffuser at flow velocity of 15 m/s, and the most unfavorable situation occurred in the triple triangular perforated flat plate diffuser at flow velocity of 15 m/s.

Keywords: Air handling unit, computational fluid dynamic (CFD), perforated diffuser, plate diffuser, pressure drop



EXTENDED ENGLISH ABSTRACT ARRANGEMENT

Introduction

The flow rates of the air in the outlet sections of the fans used for suction or blowing in air handling units are between 8-15 m/s. The velocity distributions of the air flow in the duct differ from the velocity distributions that occur in a fully developed turbulent flow [1]. For this reason, in order to obtain fully developed turbulent flow, an empty duct area with a perforated diffuser or an air handling unit section with sufficient length are used after the fan in the air handling unit. When a system that will bring the air to a homogeneous flow state is not used; Air blown from the fan can only come into contact with a certain area of the units such as silencer, heat recovery units, filter, mixing room heating/cooling coils etc. This situation greatly reduces the operating efficiency of air handling units. In order to keep the working efficiency at the desired level, empty cells with a length of approximately 0.8 to 1.5 times the impeller diameter of the fan inside the plant are used. The diffuser made of perforated metal sheet improves the air distribution after the outlet part of the blowing area of the fan [2].

In the case of using an empty blowing unit with a perforated diffuser, it enables air to pass through all the surfaces of the units in the air handling unit with a homogeneous distribution which also increases the working efficiency of air conditioning system and reduces pressure loss inside the air handling unit [3, 4]. It is extremely important to reduce the losses due to the pressure drop in the power plant and to distribute the air in the duct from the fan unit to the next air conditioner cells as smoothly as possible in terms of energy efficiency.

In this study, flow distribution and pressure drop were investigated for an empty cell with diffuser with perforated plates. The hole geometry was designed as triangular and hexagonal, and single plate, back-to-back double plate and triple plate were analyzed, respectively. The holes of the plates placed one after the other are arranged asymmetrically. The designed perforated plate diffusers were tested at three different flow speeds as 5 m/s, 10 m/s and 15 m/s, and the diffusers were placed in the area where the contraction ends. For the diffusers placed, the flow distribution of the air in the empty cell and the pressure drop due to the empty cell with the perforated diffuser were numerically investigated.

Objectives/ Research Purpose

There are different studies available in the literature on air flow inside the air handling unit. Numerical studies are mostly preferred to examine the flow region [5]. In numerical studies, extremely successful results are obtained by using Computational Fluid Dynamics (CFD) [6]. Fletcher et al. In a study by [7], the advantages of using numerical methods to examine the flow region were stated.

Şahin and Ward-Smith [8] determined the static pressure distributions on the diffuser surface for different diffuser angles and revealed that the flow at the outlet of the diffuser was irregular. Chung and Hsu [9] determined the air supply efficiency with the diffusers placed at the inlet and outlet positions, using the CO₂ values they measured at two different air speeds. They revealed that the air supply efficiency is affected by the position of the diffuser. Kuas and Başkaya [10], by designing a space with people and some objects in an office room, examined the distribution of air conditioning air in the room by changing the diffuser positions in the room. They determined the effects of the objects in the office room on the air movement and the comfort conditions for the people in the office. Zhou et al. [11] numerically investigated the effect of different locations of diffusers on ventilation in an office room with people in it, for parameters such as seasonal operating conditions, intake air ratio, indoor air temperature and air flow rate. Wang and Pepper [12] investigated the ventilation effect numerically and experimentally by modeling a room with eight vortex diffusers in their study. In the numerical part of the study, the temperature and velocity distributions in the room were calculated using the k-ε turbulence model. They stated that the numerical results were in agreement with the experimental data. Quian et al. [13] investigated the ventilation performance of the diffusers in the room experimentally and numerically by using two thermal dummies in the quarantine room of a hospital. In the results of working, they determined the diffuser positions that would prevent the circulation of the infected air originating from the patients in the room. Zhang et al. [14] numerically investigated the performance of

four different diffusers, namely grid diffuser, floor perforated panel diffuser, quarter circular hole diffuser and swirl diffuser, by changing the air velocity and air temperature parameters. They revealed that the floor perforated panel diffuser and the quarter circular perforated diffuser are more homogeneous and stable for the discharge flows. Ascione and Minichiello [15] numerically investigated the effect of rotating and flat diffusers in the exhibition room of a museum on ventilation. Better flow performance has been achieved with rotating diffusers. Lim et al. [16], in their study examining the effect of air density, spread characterization and location of diffusers on the spread of the virus in a hospital where individuals with SARS disease are present, stated that the risk of transmission of infection increases as the density of the emitted air increases. Balocco and Lio [17] investigated the propagation movement of air, air velocity and particle distribution in the flow area of a hospital quarantine room with three-dimensional numerical analysis. Considering the position of the patients in the room and the infected air generated during coughing and sneezing, they determined the most suitable diffuser position to evacuate the infected air from the room. Martinez-Almansa et al. [18] investigated the effect of fins in a conventional diffuser they modeled on the flow and pressure distribution in a room numerically and experimentally. They showed that the numerical results are in good agreement with the experimental data. Çuhadaroğlu et al. [19], in their study numerically examining the effects of slot diffuser with different blade angles on the distribution of air in a room, stated that as the blade angle increases, the air spreads more into the room. Erdogan et al. [20], in their study numerically examining the pressure drop and flow structure in an empty cell with a truncated pyramid geometry, showed that the flow distribution in the outlet section is more homogeneous with increasing porosity and taper angle. Koskela and Maula [21] investigated the flow field around the eddy diffuser under heating and cooling conditions with SST $k-\omega$ and $k-\epsilon$ turbulence models and stated that the results of both models were close to each other. Sönmez [22] numerically investigated the flow distribution and pressure drop in the empty cell of the air handling unit by designing a diffuser with a truncated cone profile. In the study where three different hole geometries were tried, the lowest pressure drop was obtained in the square hole profile. In addition, the most homogeneous flow distribution is provided in the concave truncated cone profile with a 60° conical square hole geometry. Kamer et al. [23] numerically investigated the effects of the cross-section expansion provided in the empty cell in the air handling unit and the diffuser placed at the inlet section of the air handling unit on the pressure drop and flow structure. They stated that the pressure drop decreased with the increase of the pyramid height in the diffuser used. Park et al. [24] investigated the ventilation function and economic feasibility of a ventilation system with a combined air diffuser in which the exhaust air opening and the supply air opening are combined into a single module. They stated that the duct length was reduced by approximately 68 % in the combined system compared to the conventional ventilation system. Meslem et al. [25] compared the innovative diffuser and the vortex diffuser with the same operating conditions in their study using the particle imaging velocity measurement (PIV) method. They revealed that the Coanda Effect and the jet effect disappear rapidly near the diffuser outlet in the vortex diffuser. Cetin et al. [26] investigated the distribution of fine particles in a closed environment in different input-output configurations experimentally and numerically. They stated that both the inlet and outlet locations have a strong influence on the performance of the ventilation system. Raphe et al. [27] developed a mixed method to reveal the true efficiency of perforated diffusers with different hole geometries. They used an office room for full-scale experiments and validation of numerical simulations. They have obtained that the required air flow and energy consumption for the systems in which the perforated diffuser is used are reduced by up to 18.4 % and a more homogeneous air distribution is achieved in a non-uniform hole pattern. Vasic et al. [28] investigated the effect of different geometries of equalizer elements in a side inlet plenum box on the symmetry of the jet and the flow distribution along the four-sided square ceiling diffuser. They revealed that the room ventilated from the diffuser outlet provides a better homogeneity in the air discharge. Kamer et al. [29] obtained pressure losses for different air velocities in air handling units in their numerical and experimental studies using an empty cell with a perforated V profile diffuser. They revealed that the experimental results they obtained were confirmed by the results of the numerical study.

In the literature, it is seen that plate diffusers with triangular and hexagonal holes are not used in the empty cell. In this study, flow distribution and pressure parameters of triangular and hexagonal diffusers were obtained.

Methods/ Methodology

In the study, diffusers with triangular and hexagonal perforated plates were used. Plates were analyzed as



single plate, back-to-back double plate and triple plate. The distance between the plates placed one after the other was 5 mm and the holes were plated asymmetrically. The designed perforated plate diffusers were placed from the part where the fan blowing part narrowed and were numerically examined for three different flow speeds as 5 m/s, 10 m/s and 15 m/s. For the diffusers placed, the flow distribution of the air in the empty cell and the pressure drop due to the empty cell with the perforated diffuser are obtained.

The empty cell geometry of the plate-hole diffuser used in numerical analysis is shown in Figure 1. The geometries of the plates placed one after the other for all the perforated diffusers used in analyzes are given in Figure 2. Numerical analyzes were performed for different types of geometries and different flow rates.

The cross-section of the empty cell unit in the air handling unit is 244 mm x 244 mm, and the cross-section depth of the empty cell is 1952 mm. The cross-section dimensions of the air handling unit empty cubicle unit where the air coming from the fan enters have a length of 45 mm and a width of 244 mm x 280 mm. The cross-sectional dimensions of the entrance area of the diffuser in the empty cell unit were designed by mounting from a 244 mm x 280 mm cross-section to a 244 mm x 244 mm cross-section. Number of diffusers for plate type; single, double and triple. It is arranged in such a way that there is a gap of 5 mm between the diffusers placed one after the other. The technical specifications of the designed air handling unit are shown in Figure 3. For the designed diffusers, the diffuser hole geometry has been determined as triangular and hexagonal (Figure 4).

In the current study, air flow analyzes were performed for the designed geometries using the ANSYS-FLUENT 18.1 software. The growth rate of the network structure used in analyzes was determined as less than 1.2 (grow rate). In the existing solutions, the average maximum skewness ratio for the diffuser is 0.83 and the average minimum vertical skewness value is calculated as 0.205 (Table 2). The mesh structure is shown in Figure 5.

Results/ Findings

According to the results obtained in the study for the designed perforated flat plate diffuser, the pressure loss value increases as the number of diffusers increases. In all the diffuser geometries examined, the pressure drop values increase as the air velocity increases. According to the analysis results, the pressure drop of flat plate diffusers with hexagonal holes is lower than those of flat plate diffusers with triangular holes. The lowest pressure drop was achieved in a flat plate diffuser with a single hexagonal hole at an air velocity of 5 m/s. The highest pressure drop occurred in the flat plate diffuser with triple triangular holes at an air speed of 15 m/s (Table 2). Figure 6, Figure 7 and Figure 8 show the changes in pressure loss values according to air velocity. When the single, double and triple hole plates for 0 mm are examined in Figures 6 and 7, low pressure drops were obtained at low air flow rates in both figures. In Figure 8 comparison table, the lowest pressure drop was obtained at all air velocities for the 0 mm hexagonal single plate diffuser.

In this study, in which flat plate diffusers were used, pressure drop values and planar velocity distributions were obtained at different flow rates for triangular and hexagonal perforated diffusers. According to the results obtained;

- In all flat diffuser geometries examined, the pressure loss value increases as the number of diffusers increases.
- For all the diffuser geometries examined, the pressure drop value increases as the speed increases.
- In all the diffuser geometries examined, the pressure drop of the hexagonal hole flat plate diffusers is lower than the triangular hole flat plate diffusers.
- The lowest pressure drop was achieved in the single hexagonal hole flat plate diffuser at an air velocity of 5 m/s.
- The highest pressure drop occurred in the flat plate diffuser with triple triangular holes at an air speed of 15 m/s.
- The velocity distribution image closest to the homogeneous distribution is obtained at an air speed of 15 m/s in a double hexagonal hole flat plate diffuser.
- The image of the velocity distribution furthest from the homogeneous distribution was formed at an air velocity of 15 m/s in a flat plate diffuser with triple triangular holes.

1. GİRİŞ

Klima santrallerinde emme işlemi için veya üfleme işlemi için kullanılan fanlarının çıkış kesitlerindeki havanın akış hızları 8-15 m/s arasındadır. Kanal içindeki hava akışının hız dağılımları tam gelişmiş bir türbülanslı akışta oluşan hız dağılımlarına göre farklılık göstermektedir [1]. Bu nedenle, klima santralindeki fanın arada tam gelişmiş türbülanslı akışı sağlayacak uzunluğa sahip santral kısmı veya delikli difüzöre sahip bir boş kanal alanı kullanılmaktadır. Havayı homojen akış durumuna getirecek bir sistem kullanılmadığında; fanın üflediği hava fan hücrelerinden sonra bulunan susturucu, ısı geri kazanım üniteleri, filtre, karışım odası ısıtma/soğutma bataryaları vb. ünitelerin sadece belirli bir alanı ile temas edebilmektedir. Bu durum ise klima santrallerinin çalışma etkinliklerini büyük oranda azaltmaktadır. Çalışma etkinliğini istenen düzeyde tutabilmek amacıyla fanın üfleme alanının çıkış kısmından sonraki hava yayılımını iyileştiren delikli metal sacdan imal edilmiş difüzörün içinde yer aldığı ve santral içindeki fanın çark çapının yaklaşık olarak 0.8 ile 1.5 katı arasındaki bir uzunluğa sahip boş hücreler kullanılmaktadır [2]. Delikli difüzöre sahip bir boş üfleme ünitesinin kullanılması durumunda, klima santralindeki ünitelerin bütün yüzeylerinden havanın homojen bir dağılımla geçmesi, klima sisteminin çalışma veriminin artması ve klima santrali içi basın kaybının azalması mümkün olmaktadır [3,4]. Santral içinde oluşan basınç düşüşünden kaynaklı olarak kayıpların azaltılması ve kanal içindeki havanın fanın üflediği bölgeden bir sonraki klima hücrelerine mümkün olduğunca düzgün olarak dağılması enerji verimliliği bakımından son derece önemlidir.

Klima santrali içi hava akışı konusunda literatürde mevcut farklı çalışmalar bulunmaktadır. Sayısal çalışmalar çoğunlukla akış bölgesini incelemek için tercih edilmektedir [5]. Sayısal çalışmalarda, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak son derece başarılı sonuçlar elde edilmektedir [6]. Fletcher ve ark. [7] tarafından yapılan bir çalışmada, sayısal yöntemlerin akış bölgesini incelemek amacıyla tercih edilmesinin sağladığı avantajlar belirtilmiştir.

Bu çalışmada, delikli plakalara sahip difüzörlü boş hücre için akış dağılımı ve basınç düşümü incelenmiştir. Delik geometrisi üçgen ve altıgen olarak tasarlanmış ve sırasıyla tekli plaka, arka arkaya yerleştirilmiş ikili plaka ve üçlü plaka belirlenmiştir. Arka arkaya yerleştirilen plakaların delikleri asimetrik olarak düzenlenmiştir. Tasarlanan delikli plaka difüzörler 5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s şeklinde üç farklı hızda denenmiş ve difüzörler daralmanın bittiği alana yerleştirilmiştir. Yerleştirilen difüzörler için havanın boş hücredeki akış dağılımı ve delikli difüzöre sahip boş hücreden kaynaklanan basınç düşümü sayısal olarak incelenmiştir.

Şahin ve Ward-Smith [8], bir klima santralindeki fan ağzının çıkış kısmında deliksiz difüzör kullanarak akış alanını inceledikleri sayısal çalışmalarında, difüzör yüzeyinde oluşan statik basınç dağılımlarını farklı difüzör açıları için belirlemişler ve difüzörün çıkış kısmındaki akışın düzensiz olduğunu ortaya koymuşlardır. Chung ve Hsu [9],



farklı konumlara yerleştirilen difüzörlerde hava sağlama verimliliğini sayısal ve deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, giriş ve çıkış konumlarına yerleştirdikleri difüzörlerle, hava sağlama verimini, iki farklı hava hızında ölçtükleri CO₂ değerlerini kullanarak belirlemişlerdir. Hava sağlama veriminin, difüzörün yerleştirildiği konumdan etkilendiğini ortaya koymuşlardır. Kuas ve Başkaya [10], bir ofis odası içinde insanların ve bazı nesnelerin olduğu bir mekan tasarlayarak, iklimlendirme havasının oda içindeki dağılımını oda içindeki difüzör konumlarını değiştirilerek incelemiştir. Ofis odası içinde yer alan nesnelerin hava hareketi üzerindeki etkilerini ve ofis içesinde bulunan insanlar için konfor şartlarını belirlemişlerdir. Zhou ve ark. [11], içerisinde insanların bulunduğu bir ofis odasındaki difüzörlerin farklı konumlarının havalandırma üzerindeki etkisini, mevsimsel çalışma koşulları, giriş hava oranı, iç mekan hava sıcaklığı ve hava akış hızı gibi parametreler için sayısal olarak araştırılmışlardır. Wang ve Pepper [12], çalışmalarında sekiz adet girdap difüzörün yer aldığı bir odayı modelleyerek, havalandırma etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın sayısal kısmında, oda içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımlarını k-ε türbülans modelini kullanarak hesaplamışlardır. Sayısal sonuçların, deneysel verilerle uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Quian ve ark. [13], bir hastanenin karantina odası içinde yer alan iki termal mankeni kullanılarak oda içerisindeki difüzörlerin havalandırma performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda; hastalardan kaynaklanan virüslü havanın, odadaki sirkülasyonu engelleyecek difüzör konumlarını belirlemişlerdir. Zhang ve ark. [14], tasarladıkları izgara difüzör, zemin delikli panel difüzör, çeyrek dairesel delikli difüzör ve girdaplı difüzör şeklindeki dört farklı difüzörün performansını hava hızı ve hava sıcaklığı parametrelerini değiştirerek sayısal olarak incelemişler ve zemin delikli panel difüzörün ve çeyrek dairesel delikli difüzörün tahliye akışları için daha homojen ve kararlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Ascione ve Minichiello [15], bir müzenin sergi odasında yer alan dönen ve düz difüzörlerin havalandırma üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişler ve dönen difüzörlerde daha iyi akış performansı elde edilmiştir. Lim ve ark. [16], SARS hastalığı olan bireylerin bulunduğu bir hastanede hava yoğunluğunun, yayılım karakterizasyonunun ve difüzörlerin konumunun virüsün yayılımı üzerindeki etkisini inceledikleri çalışmalarında, yayılan havanın yoğunluğu arttıkça enfeksiyonun bulaşma riskinin de arttığını belirtmişlerdir. Balocco ve Lio [17], bir hastanenin karantina odasındaki akış alanında havanın yayılım hareketini, hava hızını ve partikül dağılımını üç boyutlu sayısal analizle incelemiştir. Hastaların oda içerisindeki konumlarını ve öksürme ve hapşırma esnasında oluşan enfeksiyonlu havayı dikkate alarak enfeksiyonlu havanın odadan tahliye edilmesi için en uygun difüzör konumunu belirlemişlerdir. Martinez-Almansa ve ark. [18], modelledikleri konvansiyonel bir difüzördeki kanatçıkların bir oda içerisindeki akış ve basınç dağılımına etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişler ve sayısal sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Çuhadaroğlu ve ark. [19], farklı kanat açılımlarına sahip slot difüzörün bir odadaki havanın

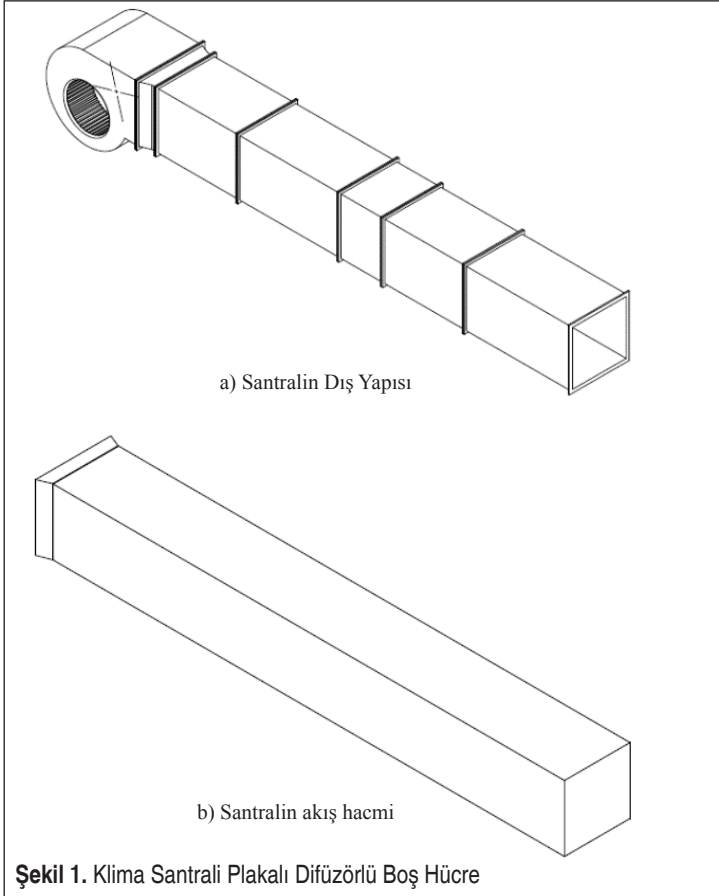
dağılımına etkilerini sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında, kanat açısı arttıkça havanın odaya daha fazla yayıldığını belirtmişlerdir. Erdoğan ve ark. [20], kesik piramit geometriye sahip difüzörlü bir boş hücredeki basınç düşümünü ve akış yapısını sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında, porozite ve koniklik açısının artmasıyla çıkış kesitindeki akış dağılımının daha homojen olduğunu ortaya koymuşlardır. Koskela ve Maula [21], girdap difüzörü etrafındaki akış alanını ısıtma ve soğutma koşullarında SST $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ türbülans modelleri ile incelemişler ve her iki modele ait sonuçların birbirine yakın olduğunu belirtmişlerdir. Sönmez [22], kesik koni profilli bir difüzör tasarlayarak klima santralinin boş hücresindeki akış dağılımını ve basınç düşümünü sayısal olarak incelemiştir. Üç farklı delik geometrisinin denendiği çalışmada, en düşük basınç düşümü kare delikli profilde elde etmiştir. Ayrıca en homojen akış dağılımı 60° koniklikte kare delik geometrisine sahip içbükey kesik koni profilde sağlanmıştır. Kamer ve ark. [23], klima santralindeki boş hücrede sağlanan kesit genişlemesinin ve santralin giriş kesitine yerleştirilen difüzörün basınç düşümü ve akış yapısı üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kullanılan difüzörde piramit yüksekliğinin artmasıyla basınç düşümünün azaldığını belirtmişlerdir. Park ve ark. [24], egzoz havası açıklığı ve besleme havası açıklığının tek bir modül halinde birleştirildiği bir kombine hava difüzörüne sahip havalandırma sisteminin, havalandırma fonksiyonu ve ekonomik fizibilitesi incelemişlerdir. Geleneksel havalandırma sistemine kıyasla kombine sistemde kanal uzunluğunun yaklaşık % 68 azaldığını belirtmişlerdir. Meslem ve ark. [25], parçacık görüntüleme ile hız ölçümü (PIV) yöntemini kullandıkları çalışmalarında, aynı çalışma koşullarına sahip yenilikçi difüzör ile girdap difüzörü karşılaştırmışlar ve girdap difüzörde koanda etkisinin ve jet etkisinin difüzör çıkışının yakınında hızlıca yok olduğunu ortaya koymuşlardır. Çetin ve ark. [26], kapalı bir ortamda farklı giriş-çıkış konfigürasyonlarında ince parçacıkların dağılımını deneysel ve sayısal incelemişlerdir. Hem giriş hem de çıkış konumlarının havalandırma sisteminin performansı üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Raphe ve ark. [27], farklı delik geometrilerine sahip delikli difüzörlerin gerçek verimliliğini değerlendirmek için karma deneysel-sayısal bir yöntem geliştirdikleri çalışmalarında tam ölçekli deneyler ve sayısal simülasyonların doğrulanması için bir ofis odası kullanmışlardır. Delikli difüzörün kullanıldığı sistemler için gerekli hava akışı ve enerji tüketiminin %18,4'e varan oranda azaldığı ve üniform olmayan bir delik modelinde daha homojen bir hava dağılımının sağlandığı elde etmişlerdir. Vasic ve ark. [28], yandan giriş bağlantılı plenum kutusundaki eşitleme elemanlarının farklı geometrilerinin jetin simetrisi ve dört kenarlı kare tavan difüzörü boyunca akış dağılımı üzerindeki etkisini araştırdıkları çalışmalarında difüzör çıkışından havalandırılan odanın hava tahliyesinde daha iyi bir homojenlik sağladığını ortaya koymuşlardır. Kamer ve ark. [29], delikli V profilli difüzörlü boş hücre kullanarak yaptıkları sayısal ve deneysel çalışmalarında klima santrallerindeki farklı hava hızları için basınç kayıplarını elde etmişlerdir. Elde ettikleri deneysel sonuçların sayısal türbülans modeli sonuçları ile doğrulandığı ortaya koymuşlardır.

2. YÖNTEM

Çalışmada, üçgen ve altıgen delikli plakalara sahip difüzörler kullanılmıştır. Plakalar, tekli plaka, arka arkaya yerleştirilmiş ikili plaka ve üçlü plaka şeklinde denenmiştir. Arka arkaya yerleştirilen plakaların arasındaki mesafe 5 mm olup, delikleri asimetrik olarak oluşturulmuştur. Tasarlanan delikli plaka difüzörler fan üfleme kısmının daraldığı kısımdan itibaren yerleştirilmiş ve 5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s şeklinde üç farklı hız için sayısal olarak incelenmiştir. Yerleştirilen difüzörler için havanın boş hücredeki akış dağılımı ve delikli difüzöre sahip boş hücreden kaynaklanan basınç düşümü elde edilmiştir.

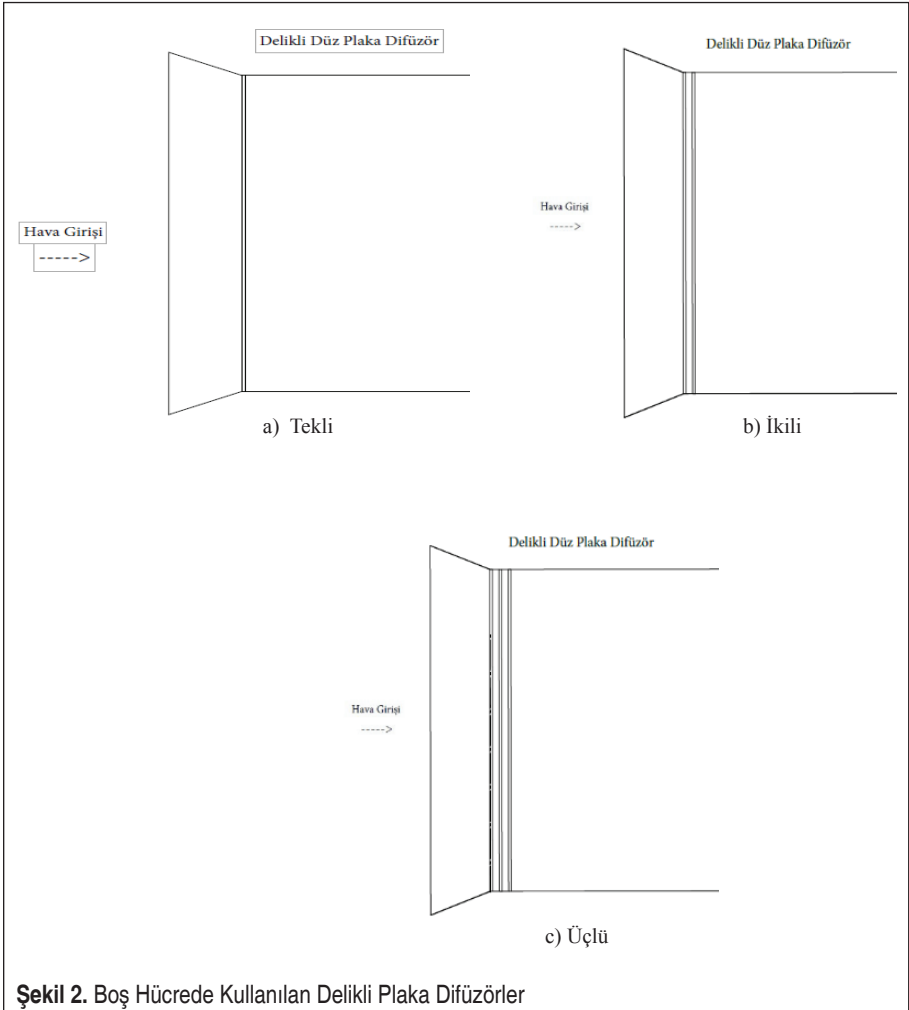
2.1 Kesik Piramit Tip Difüzörlü Boş Hücre Geometrisinin Modellenmesi

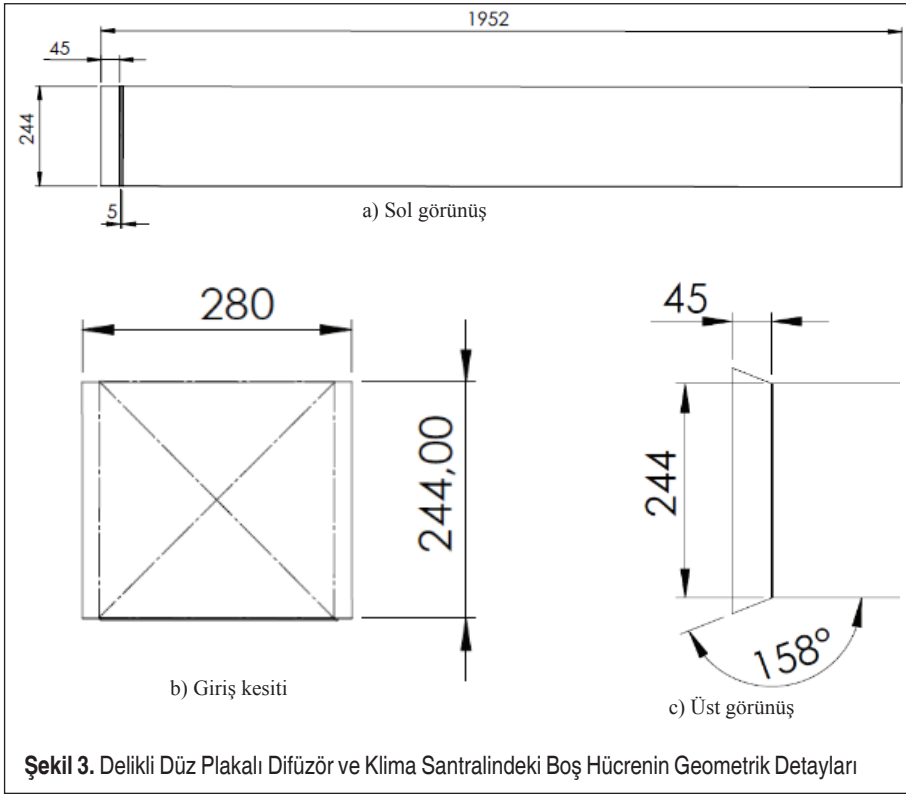
Sayısal analizlerde kullanılan plakalı delikli difüzöre ait boş hücre geometrisi Şekil 1’de görülmektedir. Analizlerde kullanılan tüm delikli difüzörler için arka arkaya yer-



leştirilmiş plakaların geometrileri ise Şekil 2’de verilmiştir. Sayısal analizler farklı tipteki geometriler ve farklı akış hızları için gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, klima santralindeki boş hücre ünitesinin alan kesiti 244 mm x 244 mm, boş hücrenin kesit derinliği ise 1952 mm şeklinde tasarlanmıştır. Klima santrali boş hücre ünitesinin fandan gelen havanın girdiği kesit boyutları 45 mm uzunluğu ve 244 mm x 280 mm genişliğe sahiptir. Boş hücre ünitesi içerisindeki difüzörün giriş alanının kesit boyutları, 244 mm x 280 mm’lik kesitten 244 mm x 244 mm’lik kesite daralma şeklinde monte edilerek tasarım yapılmıştır. Plakalı tip için difüzör sayısı; tekli, ikili ve üçlü olarak belirlenmiştir. Arka arkaya yerleştirilen difüzörlerin arasında 5 mm boşluk kalacak şekilde yerleşim yapılmıştır. Şekil 3’te tasarlanan klima santralinin



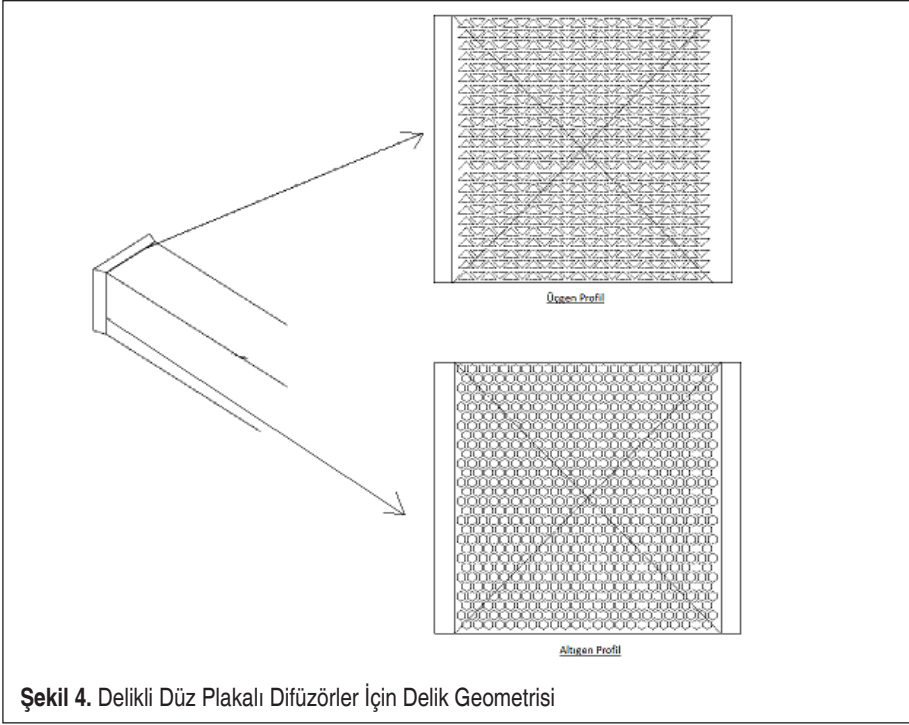


teknik özellikleri görülmektedir. Tasarlanan difüzörler için difüzör delik geometrisi olarak üçgen ve altıgen olarak belirlenmiştir (Şekil 4).

2.2 Araştırma Parametreleri

Bu çalışmada, değişken parametre olarak difüzör sayısı (tekli, ikili ve üçlü), difüzör delik geometrisi (üçgen, altıgen) ve hava hızı (5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s) dikkate alınmıştır.

Çalışmada dikkate alınan sabit parametreler ise türbülans modeli, duvar yaklaşımı, ağ yapısı, çarpıklık, ağ sayısı, akışkan tipi, yer çekimi ivmesi, çözüm rejimi, çözüm başlatma, difüzör yerleştirme mesafesi, üçgen delikli difüzör porozitesi, altıgen delikli difüzör porozitesi şeklinde belirlenmiştir. Tablo 1’de sabit parametreler görülmektedir.



Şekil 4. Delikli Düz Plakalı Difüzörler İçin Delik Geometrisi

Tablo 1. Analizde Kullanılan Sabit Parametreler

Türbülans Modeli	k- ϵ
Duvar Yaklaşımı	İyileştirilmiş Duvar İfadesi
Ağ Yapısı	Body Sizing
Çarpıklık	0.83 (Maksimum)
Ağ Sayısı	8.047.779 (Ortalama)
Akışkan Türü	Hava
Yer Çekimi İvmesi	9,81 m/s ²
Çözüm Rejimi	Zaman Bağımsız
Çözüm Başlatma	Hibrit
Difüzör Yerleştirme Mesafesi	0 mm (Redüksiyon bitme noktasından itibaren)
Üçgen Delikli Difüzör Porozitesi	0,49
Altıgen Delikli Difüzör Porozitesi	0,52

Mevcut çalışmada, tasarlanan geometriler için ANSYS- FLUENT 18.1 programı kullanılarak hava akış analizleri gerçekleştirilmiştir.

2.3 Ağ Yapısı

Hesaplamalarda kullanılan çözüm alanı “curvature” elemanlardan oluşmaktadır. Delikli plaka tip difüzörde ortalama eleman sayısı “8064463” olarak hesaplanmıştır. Sayısal analizlerde büyüme oranı hücre sayısı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Doğru çözümler gerçekleştirmek için büyüme oranının 1.2’den (% 20) daha yüksek olmaması gerekmektedir [30]. Bu nedenle, mevcut analizlerde kullanılan ağ yapısının büyüme oranı 1,2’den küçük olarak şekilde belirlenmiştir. Sayısal hesaplamalarda kullanılan ağ yapısı ve eleman sayısının yanı sıra maksimum çarpıklık ve minimum dikey çarpıklık çözümün doğruluğunu etkilemektedir. Maksimum çarpıklık değerinin 0,95’in altında ve minimum dikey çarpıklığın 0,33’ten az olduğu değerlerde hesaplamalar daha gerçekçi sonuçlar vermektedir [30]. Mevcut çözümlerde, difüzör için ortalama maksimum çarpıklık oranı 0,83 ve ortalama minimum dikey çarpıklık değeri 0,205 olarak hesaplanmıştır (Tablo 2). Akışın türbülanslı olması nedeniyle çözümler, k-ε türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı Şekil 5’te görülmektedir.

Tablo 2. Tasarlanan Klima Santraline Ait Akış Hacminin Ağ Sayıları

Mesh Eleman Boyutu	Mesh Eleman Sayısı	Maksimum Çarpıklık Değeri	Minimum Dikey Çarpıklık
3 mm	37117948	0,823	0,2035
4 mm	15736258	0,837	0,2048
5 mm	8064463	0,83	0,205
6 mm	4722141	0,843	0,208
7 mm	2968974	0,91	0,211



Şekil 5. Klima Santrali İç Hacminin Ağ Yapısı Görüntüsü

2.4 Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD) Yöntemi ve Matematiksel Model

Sıkıştırılamaz bir akışkanın üç boyutlu sürekli hareketi kartezyen koordinatlarda,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

şeklinde süreklilik denklemi ve

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2)$$

şeklinde Navier-Stokes denklemleri ile ifade edilmektedir. Bu denklemlerde yer alan çalkantı terimlerinin hesaplanmasına yönelik çok sayıda türbülans modeli mevcuttur [31]. Bu çalışma kapsamında, Standard k-ε türbülans modeli ile çözümler gerçekleştirilmiştir.

Lauder ve Spalding tarafından önerilen Standard k-ε türbülans modeli, kolay uygulaması nedeniyle, günümüzde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. İki denkleme sahip türbülans modelleri içinde ekonomik olması ve çoğu akış probleminde kabul edilebilir doğruluk veren bu açıdan yaygın olarak kullanılan bir türbülans modelidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yutulması (ε) için ifade edilen iki adet transport denklemin çözümü ve türbülans viskozitesinin (μ_t) hesabını içerir. Bu denklemler için kaldırma kuvveti ihmal edilmektedir. Yarı ampirik bir model olan Standard k-ε türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yutulma oranı (ε),

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4)$$

şeklinde iki adet transport denklemden oluşmaktadır.

Burada; G_k, ortalama hız gradyanına bağlı türbülans kinetik enerjisini, G_b, kaldırma kuvvetine bağlı türbülans kinetik enerjisini, C_{1ε}, C_{2ε} ve C_{3ε}, model sabitlerini, σ_k ve σ_ε, k ve ε için türbülans Prandtl sayısını, S_k ve S_ε, kaynak terimlerini ve Y_M, türbülans hacim değişiminin toplam yayılım oranına katkısını ifade etmektedir. Denklemlerde yer alan μ_t, türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Model sabitleri $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $C_{\mu} = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_{\epsilon} = 1.3$ şeklindedir [32].

Çözümler için FLUENT ticari yazılımı kullanılmıştır. Analizde “Standard k- ϵ ” türbülans modeli kullanılmıştır. Ayrıca duvar yaklaşımı olarak “Enhanced Wall Treatment” tercih edilmiştir. Hesaplamalarda yer çekimi etkisi göz önüne alınmıştır. Değişkenlerin ayrıklaştırılmasında First Order Upwind kullanılmıştır.

Türbülansın en basit “tam modelleri”, iki ayrı taşıma denkleminin çözümünün türbülans hız ve uzunluk ölçeklerinin bağımsız olarak belirlenmesine izin verdiği iki denklemlidir. ANSYS FLUENT’teki Standard k- ϵ modeli bu model sınıfına girmektedir [32].

2.5 Sınır Koşulları

Klima santralindeki fan ünitesinden giren havanın boş ünite hücresine girdiği 244 mm x 280 mm’lik alan için ‘Velocity-Inlet (Hız Girişi)’, santral içindeki havanın boş hücreden çıktığı 244 mm x 244 mm’lik kesit için ‘Pressure-Outlet (Basınç Çıkışı)’ ve klima santralinin iç yüzeyindeki diğer tüm kanal yüzeyleri için ‘Wall (Duvar)’ sınır koşulu belirlenmiştir. ‘Velocity-Inlet (Hız Girişi)’ sınır koşulu tanımlanan giriş kısmındaki hızlar sırasıyla 5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s, ‘Pressure-Outlet (Basınç Çıkışı)’ sınır koşulu tanımlanan çıkış kısmındaki çıkış basıncı ise 0 Pascal (Pa) olarak dikkate alınmıştır. Hava için 300 K sabit sıcaklıkta 9.81 m/s² şartlarında çalışma yapılmıştır. Santral içindeki boş hücrenin kanal duvarları ve difüzörün için kullanılan malzemenin yüzey pürüzlülükleri ölçülmemiştir. Ancak haddelenmiş yüzeylere sahip malzemeler için literatürde yer alan pürüzlülük değerlerine yakın bir değer seçilmiştir [33].

3. BULGULAR VE ANALİZ

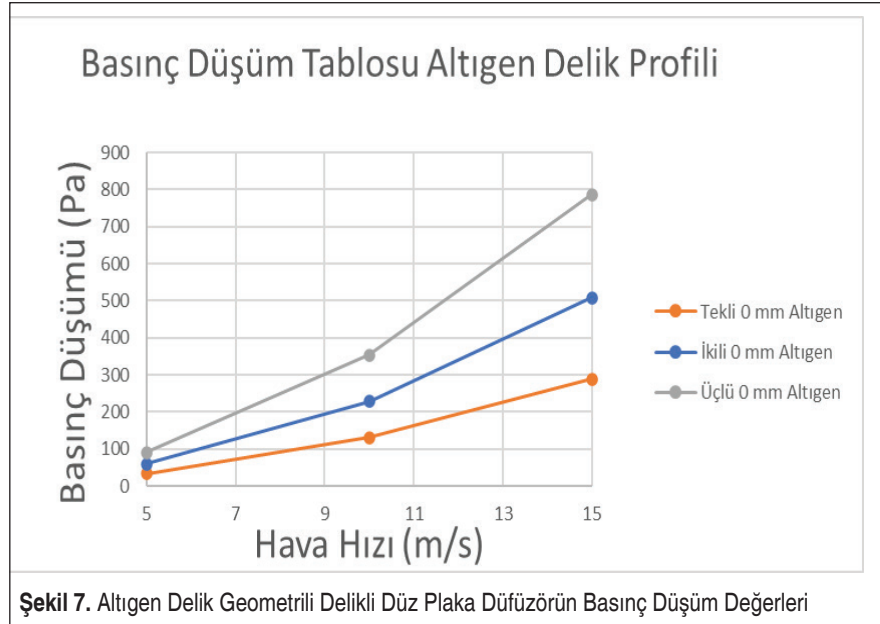
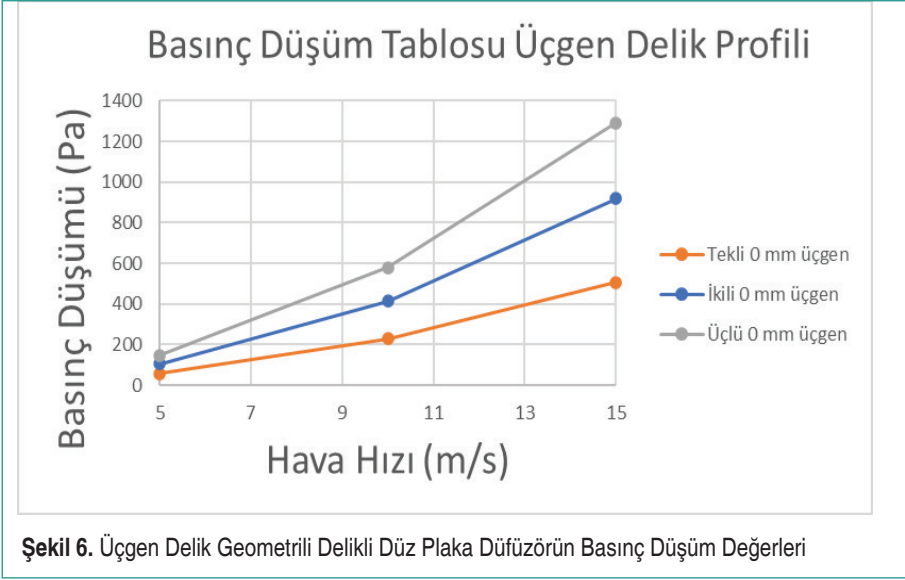
3.1 Basınç Düşüm Değerleri

Bu çalışmada tekli, ikili ve üçlü delikli düz plakalara sahip difüzörler kullanılarak basınç düşümü ve akış yapısı sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, havanın giriş kısmından ulaşılan statik basınç değerleri (PG), havanın çıkış kısmından ulaşılan statik basınç değerlerinden (PÇ) çıkarılarak basınç düşüm değerleri ($\Delta P = PG - PÇ$) hesaplanmıştır. Tablo 3’te hesaplanan basınç kaybı sonuçları, Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8’de ise basınç kaybı değerlerinin hava hızına göre değişimleri görülmektedir. 0 mm için tekli, ikili ve üçlü delikli plakalar incelendiğinde iki şekilde de düşük hava akış hızlarında düşük basınç düşümleri elde edilmiştir (Şekil 6 ve Şekil 7). Şekil 8’de 0 mm altıgen tekli plakalı difüzör için tüm hava hızlarında en düşük basınç düşümü elde edilmiştir.

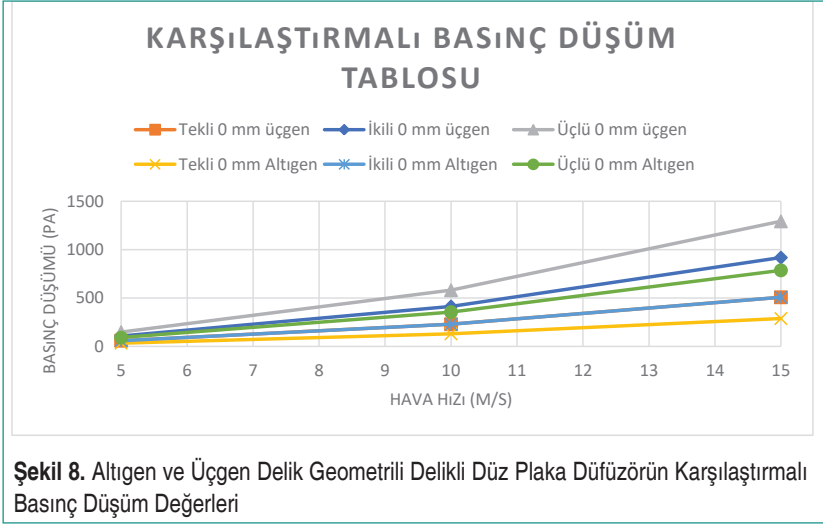
Tablo 3. Tekli, İkili ve Üçlü Delikli Düz Plaka Difüzörün Boş Hücredeki Basınç Değerleri

	Hız (m/s)	ΔP (Alan ağırlıklı ort.) (Pa)	ΔP (Noktasal ort.) (Pa)
Tekli Üçgen Delik Geometrilik Difüzör (10 mm ikiz kenar, 14.14 mm taban uzunluğu)	5	59,656	59,052
	10	231,3869	229,1086
	15	513,0906	508,1034
İkili Üçgen Delik Geometrilik Difüzör (10 mm ikiz kenar, 14.14 mm taban uzunluğu)	5	104,731	105,826
	10	408,584	412,89
	15	908,515	918,142
Üçlü Üçgen Delik Geometrilik Difüzör (10 mm ikiz kenar, 14.14 mm taban uzunluğu)	5	146,933	148,2655
	10	575,218	580,463
	15	1280,656	1292,37
Tekli Altıgen Delik Geometrilik Difüzör (4,38 mm kenar uzunluğu)	5	33,825	33,719
	10	130,743	130,394
	15	288,915	288,255
İkili Altıgen Delik Geometrilik Difüzör (4,38 mm kenar uzunluğu)	5	59,844	59,17
	10	232,079	229,052
	15	513,835	508,231
Üçlü Altıgen Delik Geometrilik Difüzör (4,38 mm kenar uzunluğu)	5	89,448	90,9
	10	348,352	354,053
	15	773,554	786,262

Tasarlanan delikli düz plaka difüzör için yapılan çalışmada elde edilen sonuçlara göre difüzör sayısı arttıkça basınç kaybı değeri de artmaktadır. İncelenen tüm difüzör geometrilerinde, hava hızı arttıkça basınç düşüm değerleri de artmaktadır. Yapılan analiz sonuçlarına göre, altıgen delikli düz plaka difüzörlerin basınç düşümü üçgen delikli düz plaka difüzörlere göre daha düşüktür. En düşük basınç düşümü tekli altıgen delikli düz plakalı difüzörde 5 m/s hava hızında sağlanmıştır. En yüksek basınç düşümü ise üçlü üçgen delikli düz plaka difüzörde 15 m/s hava hızında oluşmuştur (Tablo 3).



Tablo 4'te, Kamer ve ark.'nın klima santralinde kullandıkları difüzöre ait basınç düşüm değerleri görülmektedir. Bu tabloya göre en düşük basınç düşüm değeri, 80° kanat açısına sahip 60 mm yükseklikteki piramit şeklinde dört yandan kesik 45° geometrilikli anemostat tip difüzörde elde edilmiştir [23]. Literatürdeki bu çalışmada anemostat

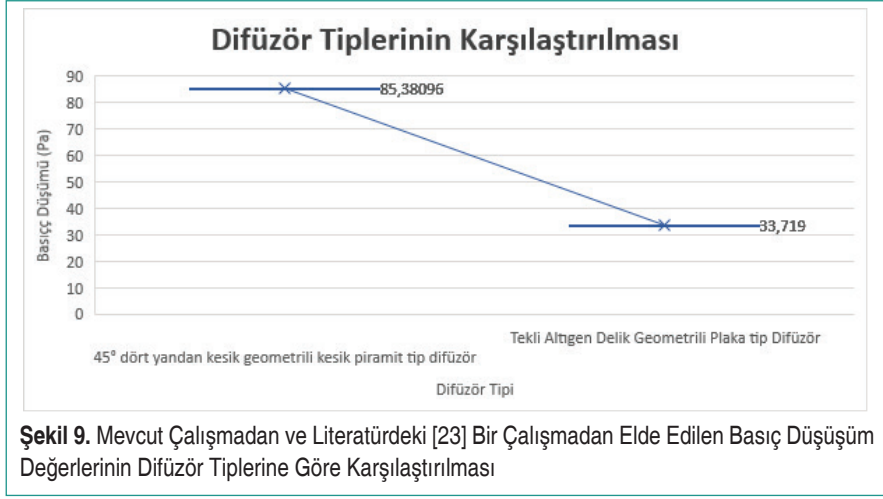


Tablo 4. Beş Farklı Boş Hücre Geometrisi İçin Kanat Açısı 80° Olan ve Üç Farklı Yükseklikteki Anemostat İçin Basınç Düşüm Değerleri [23]

Boş Hücre Kesit Genişlemesi	Statik Basınç Düşümü, ΔP [Pa]		
	Düz Anemostat h = 0 mm	Piramit Anemostat h = 30 mm	Piramit Anemostat h = 60 mm
Ani genişlemeli kare geometri	151,66988	105,31599	92,97898
İki taraftan kesik 45°	147,92776	105,02868	87,94000
Dört taraftan kesik 45°	132,19112	96,6981	85,38096
İki taraftan kesik 15°	157,79015	126,66800	93,47932
Dört taraftan kesik 15°	175,48921	123,03607	88,66761

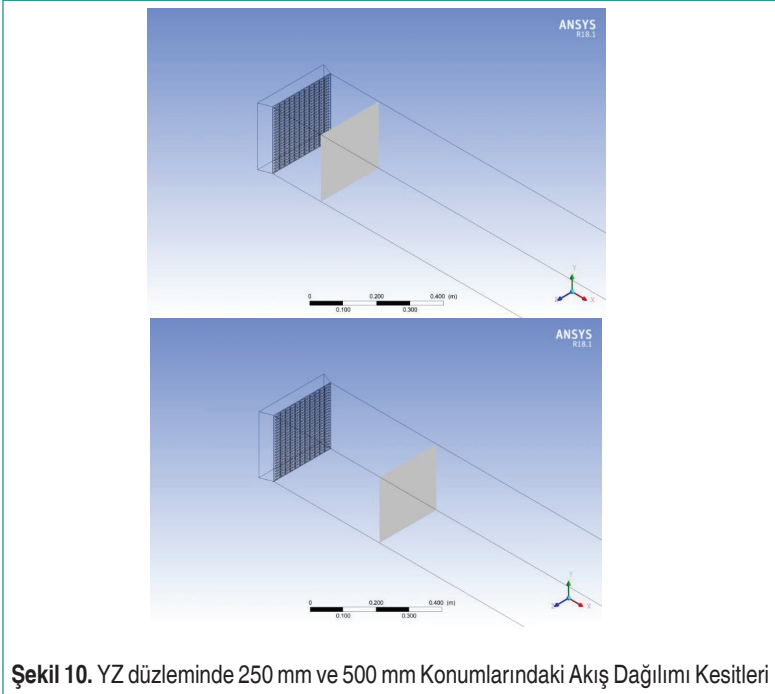
tip difüzör kullanılmış, kütleli debi 3,6162 kg/s hız değeri ise 8.2 m/s olarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ise üçgen ve altıgen delik difüzörler kullanılarak 5, 10 ve 15 m/s hızlar için çalışma yapılmıştır. Mevcut çalışmada, yukarıda belirtilen literatür çalışmasındaki verilere uyum sağlama hedeflenmiştir. Yapılan bu çalışmada en düşük basınç düşümü tekli altıgen delikli düz plakalı difüzörde 5 m/s hava hızında sağlanmıştır.

Kamer ve ark. [23] tarafından yapılan çalışmadaki en iyi basınç düşüm değeri mevcut çalışmada elde edilen en iyi basınç düşüm değeri ile karşılaştırması Şekil 9’da görülmektedir. Her iki basınç düşüm değeri karşılaştırıldığında, mevcut çalışmadan elde edilen değer çok daha düşük olmaktadır.

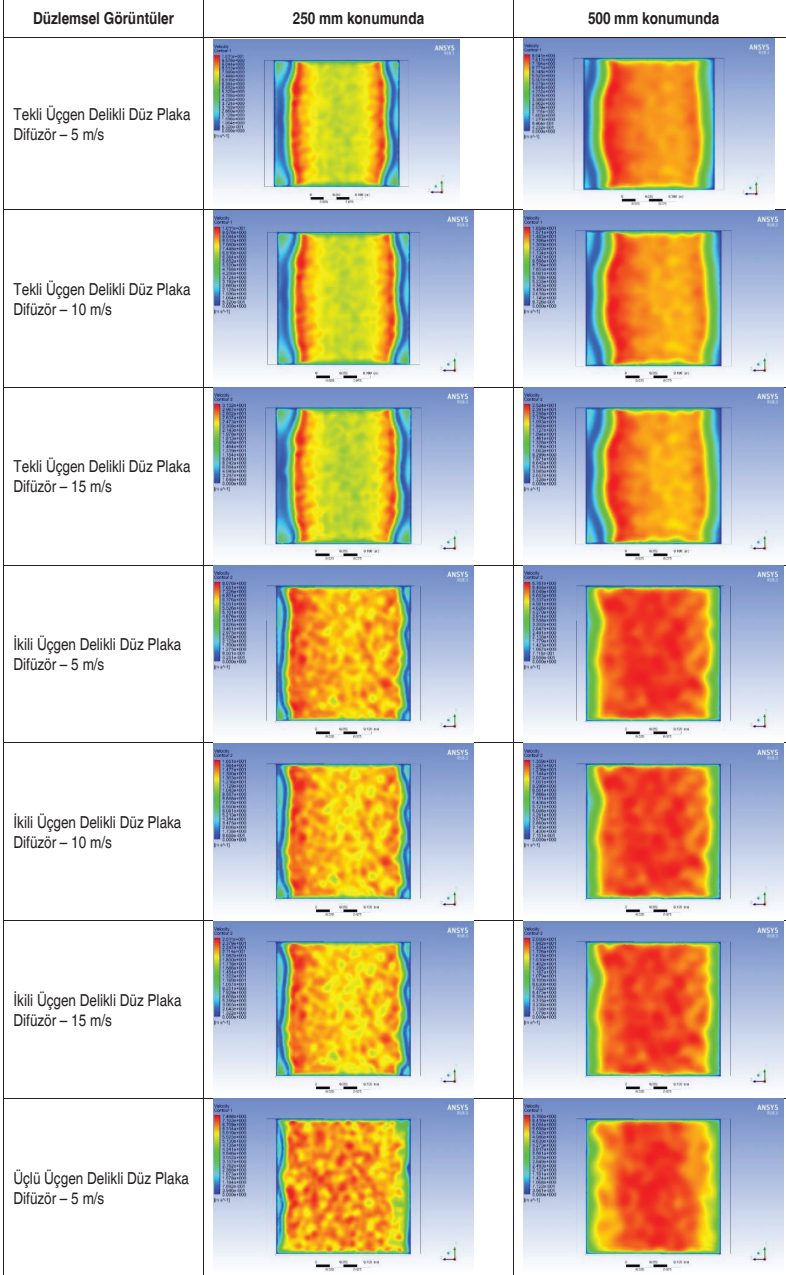


3.2 Hız Dağılımları

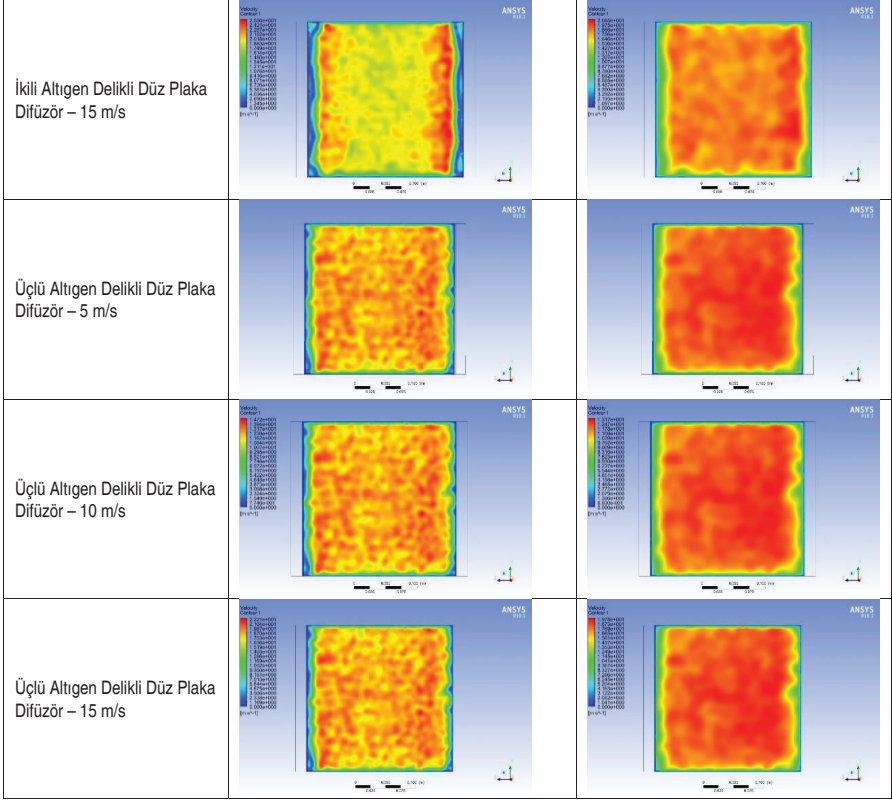
Klima santralinin boş hücresindeki akış yapısını belirlemek için akış dağılımları elde edilmiştir. Ön düzlemdeki (YZ düzlemi) görüntüler difüzörün çıkış kısmından itibaren 250 mm ve 500 mm mesafedeki istasyonlarda alınmıştır. Şekil 10'da akış dağı-



lımlarının kesit konumları görülmektedir. Şekil 11’de ise boş hücrede kullanılan tüm delikli düz plakalı difüzörler için yukarıda belirtilen istasyonlardaki düzlemsel akış dağılımları verilmiştir.



<p>Üçlü Üçgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 10 m/s</p>		
<p>Üçlü Üçgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 15 m/s</p>		
<p>Tekli Altıgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 5 m/s</p>		
<p>Tekli Altıgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 10 m/s</p>		
<p>Tekli Altıgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 15 m/s</p>		
<p>İkili Altıgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 5 m/s</p>		
<p>İkili Altıgen Delikli Düz Plaka Difüzör – 10 m/s</p>		



Şekil 11. 250 mm ve 500 mm Konumlarındaki Kesitlerde Hız Dağılımları

Şekil 11’de çalışmada incelenen tüm delikli düz plaka difüzörler için 250 mm ve 500 mm konumlarındaki hız dağılımları görülmektedir. Hız dağılımları bir arada değerlendirildiğinde, hız dağılımlarının difüzör sayısından, delik geometrisinden ve konumdan büyük ölçüde etkilendiği, hava hızından ise etkilenmediği görülmektedir. Düzlemsel kesit görüntüleri verilen hız dağılımları arasında homojen hız dağılımına en yakın görüntünün ikili altıgen delikli düz plaka difüzör de 15 m/s hava hızında olduğu görülmüştür. Ayrıca homojen dağılım görüntüsünden en uzak dağılım üçlü üçgen delikli düz plaka difüzörde 15 m/s hava hızında oluşmaktadır.

4. SONUÇLAR

Düz plaka difüzörlerin kullanıldığı bu çalışmada üçgen geometriye ve altıgen geometriye sahip delikli difüzörler için farklı akış hızlarında, basınç düşüm değerleri ve düzlemsel hız dağılımları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre;



- İncelenen tüm düz difüzör geometrilerinde, difüzör sayısı arttıkça basınç kaybı değeri de artmaktadır.
- İncelenen tüm difüzör geometrileri için hız arttıkça basınç düşüm değeri de artmaktadır.
- İncelenen tüm difüzör geometrilerinde, altıgen delikli düz plaka difüzörlerin basınç düşümü üçgen delikli düz plaka difüzörlere göre daha düşüktür.
- En düşük basınç düşümü tekli altıgen delikli düz plakalı difüzörde 5 m/s hava hızında sağlanmıştır.
- En yüksek basınç düşümü ise üçlü üçgen delikli düz plaka difüzörde 15 m/s hava hızında oluşmuştur.
- Homojen dağılıma en yakın hız dağılımı görüntüsü, ikili altıgen delikli düz plaka difüzör de 15 m/s hava hızında sağlanmıştır.
- Homojen dağılıma en uzak hız dağılımı görüntüsü ise, üçlü üçgen delikli düz plaka difüzörde 15 m/s hava hızında oluşmuştur.

SEMBOLLER

- C_{1e}, C_{2e} : türbülans modeli sabitlerini
- F : kuvveti [N],
- G_k : türbülans kinetik enerjisi üretimini [$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^3)$],
- k : türbülans kinetik enerjisini [m^2 / s^2],
- P : basıncı [N/m^2 veya Pa],
- t : zamanı [s],
- u : yatay doğrultudaki hız bileşenini [m/s],
- \bar{u} : yatay doğrultudaki ortalama hız bileşenini [m/s],
- x : yatay koordinatı [m],
- α : difüzör kanat açısını [$^\circ$]
- μ : dinamik viskoziteyi [$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$]
- μ_t : türbülans viskozitesini [$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$]
- ϵ : türbülans kinetik enerjinin dağılımı [m^2 / s^3]
- ρ : yoğunluğu, [kg/m^3]
- σ_k : k için türbülanslı Prandtl sayısını,



σ_ε : ε için türbülanslı Prandtl sayısını,

Δ_p : basınç düşümünü [Pa] ifade etmektedir.

KAYNAKÇA

1. SMACNA, HVAC Systems Duct Design, 2006, Fourth Edition, Chapter 6
2. **Bilge, M.** 2010. Klima Santralleri, 3, Dr. Mustafa Bilge ISBN: 978-605-61333-0-5, IS-KAV Teknik Kitaplar Dizisi, İstanbul.
3. **Bulut, S., Ünveren, M., Arısoy, A. Böke Y. E.** 2011. “CFD Analiz Yöntemiyle Klima Santrallerinde İç Kayıpların Azaltılması”, T.M.M.O.B. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 13-16 Nisan, İzmir, TÜRKİYE.
4. **Tanyol, İ.** Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu ve CFD Analizi İle İç Dirençlerin Azaltılması, I. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu, Çağrılı Konuşma, 13-15 Eylül 2012, Balıkesir, TÜRKİYE.
5. **Avara, A., Daneshgar, E.** 2008. Optimum Placement Of Condensing Units Of Split-Type Air-Conditioners By Numerical Simulation, Energy and Buildings, 40 (7), 1268-1272.
6. **Chow, W. K.** 1996. Application of Computational Fluid Dynamics In Building Services Engineering, Buildings and Environment, 31(5), 425-436.
7. **Fletcher, C. A. J., Mayer I. F., Eghlimi A., WeeK. H. A.** 2001. CFD as a Building Services Engineering Tool, International Journal on Architectural Science, 2(3), 67 – 82.
8. **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, 8 (2), 124-131.
9. **Chung, I. P., Dunn-Rankin D.** 1998. Using Numerical Simulation to Predict Ventilation Efficiency in a Model Room, Energy and Buildings 28(1), 43-50.
10. **Kuas, G., Başkaya, S.** 2002. Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 17 (2), 35-32.
11. **Zhou, L., Huang, H., Shakeri, A., Rastan S., Stach B., Pero Karen. Morofsky, E., Haghghat, F.** 2005, Indoor Environment in an Office Floor with Nozzle Diffusers: A CFD Simulation, Ninth International IBPSA Conference, August 15-18, Montreal, CANADA.
12. **Wang, X., Pepper, D.** 2007. Numerical Simulation for Under-Floor Air Distribution System with Swirl Diffusers, Journal of Heat Transfer, 129(4), 589-594.
13. **Quian, H., Li, Y., Nielsen, P., Hyldgaard, C.** 2008. Dispersion of Exhalation Pollutants in a Two Bed Hospital Ward with a Downward Ventilation System, Building and Environment, 43(3), 344-354.
14. **Zhang, T., Lee, K., Chen, Q.** (2009). A Simplified Approach to Describe Complex Dif-



- fusers in Displacement Ventilation for CFD Simulations, *Indoor Air*, 19(3), 255-267.
15. **Ascione, F., Minichiello, F.** 2010. Microclimatic Control in the Museum Environment: Air Diffusion Performance, *International Journal Of Refrigeration*, 33(4), 806-814.
 16. **Lim, T., Kim, J.C.B.** 2010. The Influence of Ward Ventilation on Hospital Cross Infection by Varying the Location of Supply and Exhaust Air Diffuser Using CFD, *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, 9(1), 259-266.
 17. **Balocco, C., Lio, P.** 2011. Assessing Ventilation System Performance in Isolation Rooms, *Energy and Buildings*, 43(1), 246-252.
 18. **Martinez, J.J., Almansa, A., Fernandez-Gutierrez L., Parras C., Del Pino C.** 2014. Numerical and Experimental Study of a HVAC Wall Diffuser, *Building and Environment*, 80, 1-10.
 19. **Çuhadaroğlu, B., Yiğit Ş., Sungurlu, C.** 2015. A CFD Analysis of Air Distributing Performance of a New Type HVAC Diffuser, *CLIMAMED*, 10 - 11 Eylül, Juan-Les-Pins, Fransa.
 20. **Erdoğan, A., Taçgün E., Kamer M. S., Canbazoğlu S., Aksoy İ. G., Kaya A., Sönmez K., Şahin H. E.** 2015. Klima Santralleri İçin Tasarlanan Bir Delikli Difüzörlü Boş Hücredeki Hava Akışının Sayısal Olarak İncelenmesi, 3. Anadolu Enerji Sempozyumu, 1-3 Ekim, Muğla TÜRKİYE.
 21. **Koskela, H., Maula, H.** 2013. A CFD Model of a Swirl Diffuser for Heating and Cooling Modes, *International Journal of Ventilation*, 12(2), 159-166.
 22. **Sönmez, K.** 2017. Klima Santrallerindeki Boş Hücreler İçin Tasarlanan Kesik Koni Profilli Delikli Difüzörün Akışa ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksel Lisans Tezi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Kahramanmaraş.
 23. **Kamer, M. S., Sönmez, K., Kaya, A.** 2018. Farklı Kesit Genişlemeli Geometrilerin Klima Santralleri İçin Tasarlanan Bir Anemostat Tip Difüzörlü Boş Hücredeki Akışa Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, *Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 6(4), 694-711.
 24. **Park, J. K., Kwon, W. D., Kwon, H. M., Yang, J. H.** 2018. Examination of the Ventilation Function of a Combined Air- Diffuser Ventilation System Using Experiments and CFD, *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, 16(3), 647-654.
 25. **Meslem, A., Bragança, P., Sodjavi K.** 2018. Experimental Analysis of Mixing Ventilation Efficiency Using a Vortex Diffuser - Comparison to a Lobed Multi-Cone Diffuser, *Science and Technology for the Built Environment*, 24(10), 1041-1053.
 26. **Cetin, Y.E., Avci, M., Aydin, O.** 2020. Influence of Ventilation Strategies on Dispersion and Removal of Fine Particles an Experimental and Simulation Study, *Science and Technology for the Built Environment*, 26(3), 349-365.
 27. **Raphe, P., Fellouah, H., Poncet, S., Ameer, M.** 2021. Ventilation Effectiveness of Uniform and Non-Uniform Perforated Duct Diffusers at Office Room. *Building and Environment*, 204, 108118.



28. **Vasic M., Stevanovic V. D., Zivkovic B.** (2020). Uniformity of Air Flow from the Ceiling Diffuser by an Advanced Design of the Equalizing Element in The Plenum Box with Side Entry, *Science and Technology for the Built Environment*, 26(5), 676-686.
29. **Kamer, M. S., Erdogan, A., Tacgun E., Sonmez K., Kaya, A., Aksoy, I. G., Canbazoglu, S.** 2018. A Performance Analysis on Pressure Loss and Airflow Diffusion in a Chamber with Perforated V-Profile Diffuser Designed for Air Handling Units (AHUs). *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11(4), 1089-1100.
30. Ansys Inc., 2017, Ansys Fluent User's Guide, Release 18.1. <http://users.abo.fi/rzevenho/ansys%20fluent%2018%20tutorial%20guide.pdf>, 05.01.2021.
31. **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.
32. Ansys Inc., 2011. Ansys Fluent User's Guide, Release 14, <https://www.scribd.com/doc/140163383/Ansys-Fluent-14-0-Users-Guide>, 07.01.2021.
33. **Şimşek, O.** 2011. Eğrisel Geniş Başlıklı Savak Üzerinden Geçen Açık Kanal Akımının Deneysel ve Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Adana