Bu bir MMO yayınıdır

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

KLİMA CİHAZI ÜFLEME ÇIKIŞ AÇISININ ISIL KONFOR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

AHMET SERHAN CANBOLAT
ÖMER KAYNAKLI
BURAK TÜRKAN
NURETTİN YAMANKARADENİZ
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

BİLDİRİ

KLİMA CİHAZI ÜFLEME ÇIKIŞ AÇISININ ISIL KONFOR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Numerical Investigation of the Effect of Air Conditioner Outlet Angle on Thermal Comfort

Ahmet Serhan CANBOLAT
Ömer KAYNAKLI
Burak TÜRKAN
Nurettin YAMANKARADENİZ

ÖZET

Bu çalışmada bir oda içerisinde bulunan klimanın hava üfleme doğrultuları değiştirilerek farklı açılarda üflenen havanın oda içindeki sıcaklık ve hız dağılımına ayrıca ısıl konfora etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Analizlerde kullanılan oda, üç boyutlu olarak modellenmiş ve hesaplamalar sonlu hacim yöntemi kullanılan bir paket program kullanılarak sürekli rejim şartları kabulünde yapılmıştır. Analizlerde türbülans modeli olarak RNG k-ε, duvar yaklaşımı olarak ise Standard Wall Function kullanılmıştır. Oda içindeki bölgesel sıcaklık, hız ve türbülans yoğunluğuna bağlı cereyan etkisini ifade eden Yüzde memnuniyetsizlik (PD) değeri çalışmada ısıl konfor parametresi olarak tanımlanmıştır. Klima cihazının farklı üfleme açıları için mahal içinde sıcaklık, hız ve PD dağılımları elde edilerek uygun ve uygun olmayan bölgeler tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Isıl Konfor, Yüzde Memnuniyetsizlik, Klima

ABSTRACT

In this study, while changing the blowing direction of the air conditioner which is located in a room, the effect of the blowing angle into the temperature, velocity distribution and also thermal comfort was examined numerically. The room used in the analyzes was modeled in three dimensions and the calculations were made on the assumption of steady state conditions using a packet program using the finite volume method. RNG k-ε was used as the turbulence model and Standard Wall Function was used as the wall approach in the analyzes. The Percent Dissatisfaction (PD) value, which expresses the effect of the local temperature, velocity and turbulence intensity, is defined as the thermal comfort parameter in the study. Temperature, velocity and PD distributions were obtained for different blowing angles of the air conditioner and it was determined comfortable and uncomfortable zones.

Keywords: Computational Fluid Dynamics, Thermal Comfort, Percent Dissatisfaction, Air Conditioning

1.GİRİŞ

Enerji verimliliği mühendislik uygulamalarında en önemli dizayn kriterlerinden birisidir. Evlerde kullanılan aletler geniş bir pazara sahiptir ve enerji tüketilmesinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu yüzden üreticiler tasarım ve üretim süreçlerinde standartlara uygun çözümler bulmak zorundadırlar. Öte yandan tüketiciler yaşam kalitelerini artırabilmek için daha verimli ürünlere ihtiyaç duymaktadırlar. Diğer ev aletleri uygulamaları ile birlikte son zamanlarda yüksek verimli split klimalara olan talep hızla artmaktadır. [1]

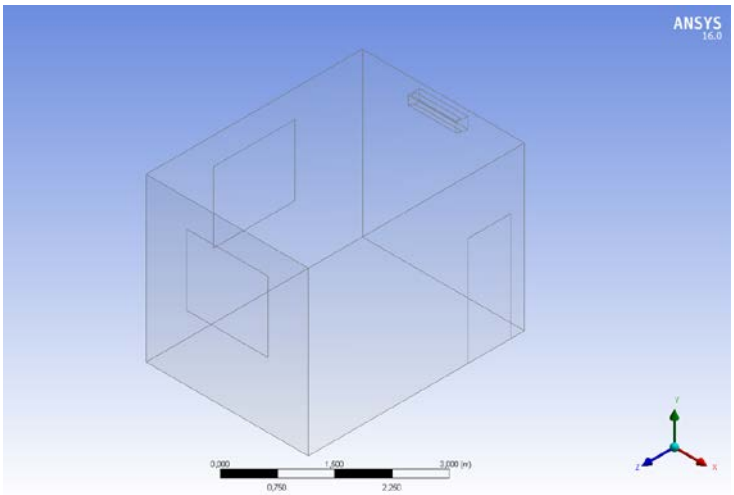
Isı değiştiriciye ait ısı transfer verimi split klimaların iç ünitesinin performansının nasıl geliştirileceği ile ilgili ana konulardan birisidir. Split klimaların ısıl performansının geliştirilmesi günümüzde önemli bir çalışma konusudur. Bu yüzden farklı hava akış yapılarına sahip klimalar ısı transfer performansının artırılması için yeniden dizayn edilmelidir. Literatürde yapılan birçok çalışmada hava akış karakteristiklerini optimize etmek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Deneysel çalışmalar zaman ve maliyet açısından olumsuzluklara neden olduğu için çalışmalar daha çok nümerik olarak gerçekleştirilmektedir. Nümerik metot kullanılarak elde edilen sonuçlar daha sonra deneysel veriler ile karşılaştırılmaktadır [2]. Chen [3] yaptığı çalışmada 5 farklı türbülans modelini karşılaştırmıştır ve yalnızca iç hava akış problemlerinde RNG k-ε modelinin uygun olduğunu iddia etmiştir. Cheong ve ark. [4] yaptıkları çalışmada RNG k-ε modelini ısıl konfor parametrelerinin tespit edilmesinde kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Gebremedhin ve Wu [5] yaptıkları çalışmada 5 farklı türbülans modelini phoenics kodu kullanarak çözmüşlerdir. Ortam akış karakteristiğini tanımlamada en uygun modelin RNG k-ε modeli olduğunu belirtmişlerdir. Gabi ve Klemm [6] klimadaki fan akışının aerodinamik analizini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Toffolo [7] CFD kodu kullanarak klima içi hava akışını nümerik olarak modellemiştir. Geometrik yapı ile hava fanı performansı arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Tuztas ve Egrican [8] farklı şekildeki ısı değiştiricilere ait deneysel dataları rüzgâr tüneli kullanarak elde etmişlerdir. Hu ve ark. [9] 4 farklı geometriye sahip klimadan çıkan havanın sesini ve akış hacmini incelemişlerdir. Kuas ve Başkaya [10] bir ofis içerisine verilen soğutma havasını türbülanslı akış durumu için incelemişlerdir. Çözümlerini sonlu hacim metodunun kullanıldığı Phoenics kodu ile yapmışlardır. Menfez konumlarının ısıl konfor üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Başkaya ve Eken [11] Phoenics yazılımını kullanarak türbülanslı koşullarda ortam içerisindeki hava akışını 2 boyutlu olarak araştırmışlardır. Yüce ve Pulat [12] yaptıkları çalışmada oda havalandırmasında ısıl konforun etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Akış analizlerini farklı hava koşulları için gerçekleştirmişlerdir. Nümerik analizleri için Ansys Fluent paket programını kullanmışlardır. Posner ve ark. [13] deneysel olarak bir odanın hava miktarını tespit ettikten sonra nümerik çözüm ile deneysel verilerden elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır.

Bu çalışmada ise, bir oda içerisinde var olan klima cihazının farklı üfleme çıkış açıları için, oda içindeki ısıl konfor durumu nümerik olarak incelenmiştir. Bunun yanı sıra oda içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımları da elde edilmiştir.

2. MODELLEME VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

2.1. Geometrik Model

Yapılan çalışmada 3x3x4 metre boyutlarındaki oda ve oda içerisinde bulunan klima SolidWorks katı modelleme programında oluşturulmuştur (Şekil 1).

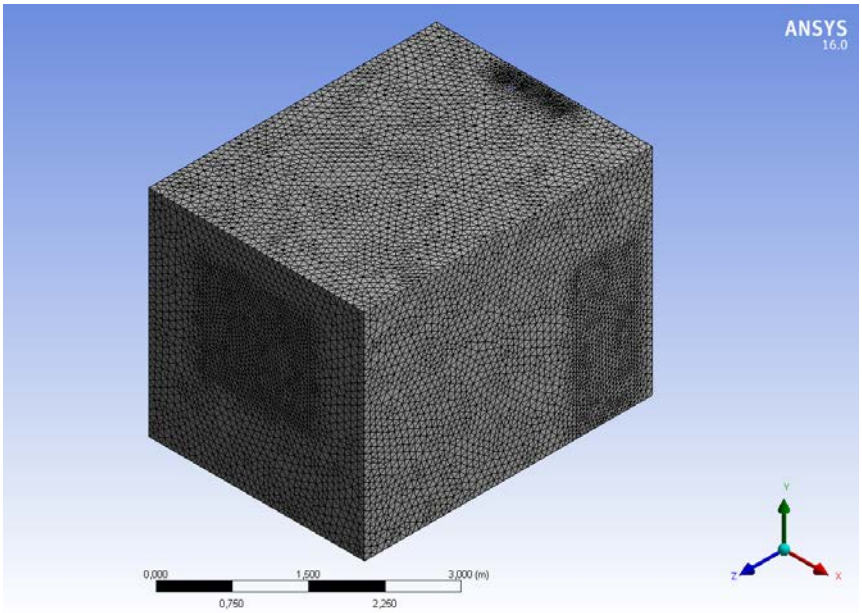


Şekil 1. İçerisinde klima bulunan odanın katı modeli

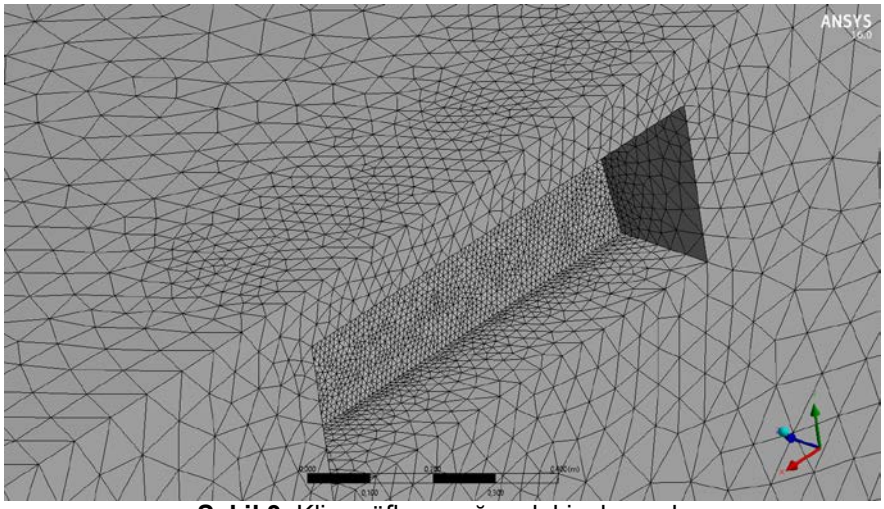
Oda; 2 adet penceresi ve 1 adet kapısı olacak şekilde modellenmiştir. Analizlerin yapıldığı odanın bir apartmanın ara katında olduğu varsayılmış buna bağlı olarak pencerenin olduğu duvarlar dış duvar, diğer duvarlar ise iç duvar olarak tanımlanmıştır. Klima üfleme açıları 10°, 30°, 50° ve 70° olacak şekilde 4 farklı model oluşturulmuştur. Daha sonra analizler yapılmak üzere 3 boyutlu modeller Ansys-Fluent programına aktarılmıştır.

2.2. Ağ Yapısı

Ağ yapısı tetrahedral eleman yapısıyla oluşturulmuştur (Şekil 2). Meshten bağımsızlık çalışması yapılmış ve son olarak 378205 eleman sayısına sahip ağ yapısında ısı transferinin yoğun olduğu bölgeler daha fazla elemana bölünmüştür. (Şekil 3)



Şekil 2. Ağ yapısı



Şekil 3. Klima üfleme ağzındaki sık mesh

2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi İle Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Ansys'in Fluent modülü kullanılarak sistem çözülmüştür. Yapılan analizlerde akışın türbülanslı, sıkıştırılamaz, üç boyutlu ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Çalışmada, oda içindeki hava akışı üç boyutlu Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS-Momentum), enerji ve süreklilik denklemlerini sayısal yöntemlerle çözen ANSYS Fluent 16 kullanılmıştır. Bu denklemler aşağıda gösterilmiştir.

Kütlenin Korunumu Denklemi

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

Türbülanslı Momentum Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu_{ef}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] - g_i(\rho - \rho_{ref})$$

Türbülanslı Enerji Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{ef}\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)$$

Türbülans Kinetik Enerjisi Denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_K + G_B - \rho\varepsilon$$

Analizlerde RNG k-ε modeli türbülans modeli olarak seçilmiştir. Literatürde k-ε modelinin geniş bir uygulama yelpazesi olduğu görülmekte ve oda içi havalandırmada da sıklıkla kullanıldığı görülmektedir. Yapılan çalışmalarda bu modelin deneysel çalışmalara çok benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. [12] RNG k-ε türbülans modelinde kullanılan sabitler şu şekildedir: C_μ=0.0845, $C_{1\varepsilon}$=1.42, $C_{2\varepsilon}$=1.68, Pr_{wall}=0.85.
Analizde süreklilik, 3 boyuttaki hızlar, k ve epsilon değerleri için yakınsama kriterleri 1.10^{-5}, enerji için ise 1.10^{-6} olarak seçilmiştir.

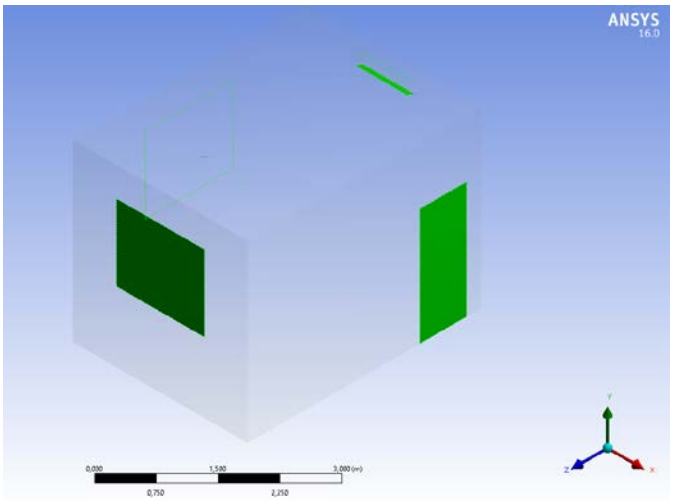
2.4. Başlangıç ve Sınır Koşulları

Çalışma senaryosunda yaz ayında sıcak çevre koşulları altında klima cihazı ile soğutma yapılmak istenmiştir. Dış ortam sıcaklığı 32°C, klima üfleme sıcaklığı ise 19°C olarak seçilmiştir. Analizlerde pencerelere cam, kapıya tahta, duvarlara ise alçı malzemesi tanımlanmıştır. Bu malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 2.'de gösterilmiştir. Kapı kalınlığı 10 cm., pencerelerdeki cam kalınlıkları 15 cm., duvar kalınlıkları ise 35 cm. kabul edilmiştir.

Tablo 1. Malzemelerin Termofiziksel Özellikleri

	Yoğunluk (kg/m^3)	Özgül Isı (J/kgK)	İletkenlik (W/mK)
Cam	2500	800	0,8
Alçı	2320	1138	0,5
Tahta	700	2310	0,178

Klima alt kısmından hava çıkışı, üst kısmında ise hava emiş menfezi olacak şekilde modellenmiştir. Pencere, kapı, iç duvar, dış duvar, hava girişi ve hava çıkışı ile ilgili sınır koşulları Tablo 2.'de gösterilmiştir (Şekil 4).



Şekil 4. Giriş, çıkış menfezlerinin, pencerelerin ve kapının model üzerinde gösterimi

Tablo 2. Sınır Koşulları

	Sıcaklık (°C)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
Giriş menfezi	19	0,5	-	-
Çıkış menfezi	-	-	0	-
Dış Ortam (Pencerelerin Dışı)	32	-	-	25
Kapının Dışı	25	-	-	8
İç ortama bakan duvarların dışı	25	-	-	8
Dış ortama bakan duvarların dışı	32	-	-	25

Tablo 2.'deki sınır koşulları sabit olmak koşuluyla 4 farklı klima üfleme açısı için analizler yapılmış ve oda içerisindeki yüzde memnuniyetsizlik, sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir.

3. HESAPLAMALAR VE BULGULAR

3.1. Yüzde Memnuniyetsizlik

Bulunduğu ortamın sıcaklığı kişinin dilediği konforun üzerinde ise kişi cereyanı (hava akımı) hoş bir esinti olarak algılayabilirken, üşüyen bir kişi ise aynı şartlarda cereyan çok rahatsız edici bulabilir.

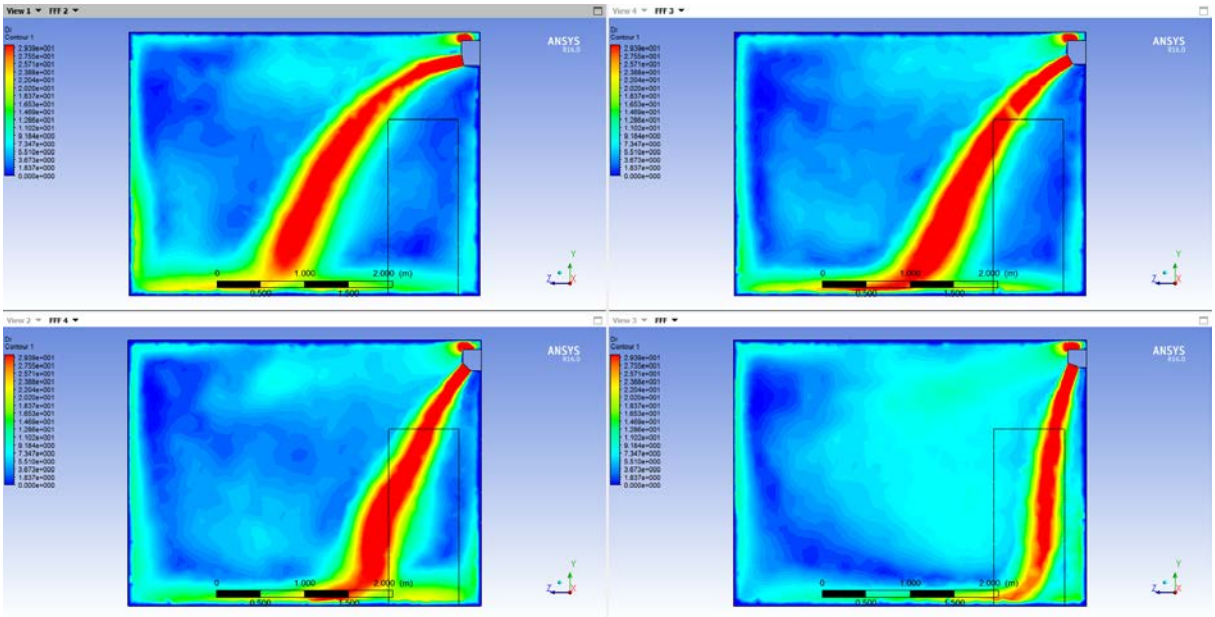
Cereyan literatürde yüzde memnuniyetsizlik ya da cereyan oranı şeklinde ifade edilen ve 1. nolu eşitlikte gösterilen bir formül ile matematiksel olarak tanımlanabilmektedir. Fanger 1989 yılında yayınladığı makalesinde cereyanı aşağıdaki gibi ifade eder; [15]

$$PD = (34-T)(V-0.05)^{0.62}(0.37V\,T_u + 3.14) \quad (1)$$

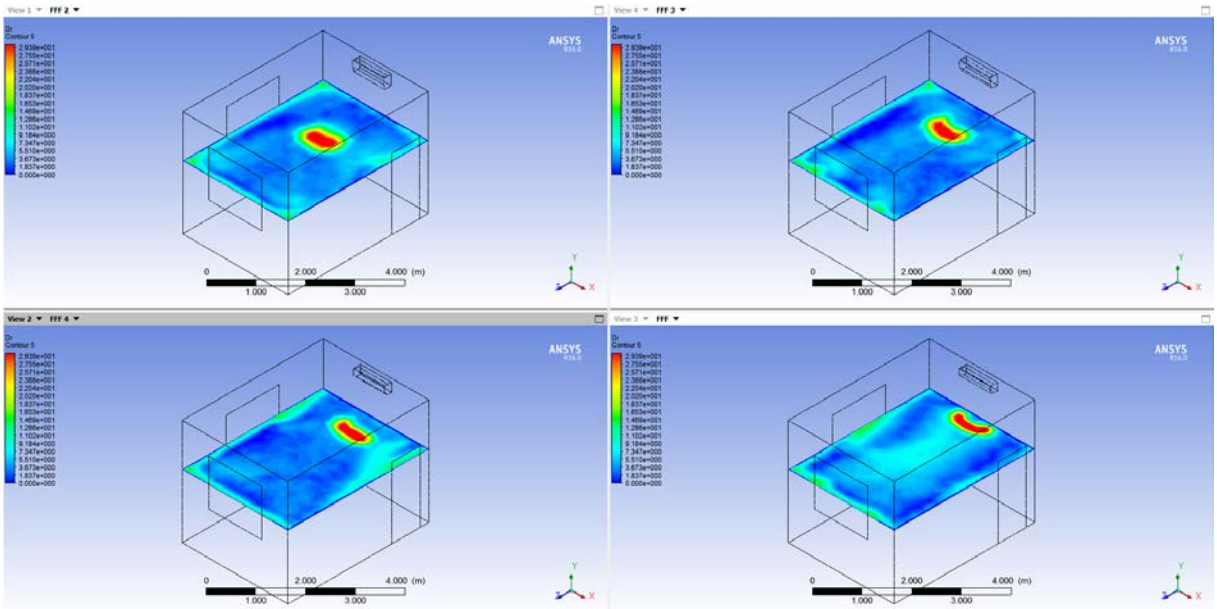
PD = Memnuniyetsizlik yüzdesi (%)
T_u = Türbülans şiddeti (%) (%10-60)
T = Hava sıcaklığı (ºC) (20-26)
V = Lokal ortalama hava hızı (m/s)

(1) nolu denklemde ifade edilen eşitliğin kullanımı bazı durumlarda kısıtlıdır. Daha açık bir ifade ile hava hızının 0.05 m/s den küçük ise bu hız 0.05 m/s'ye eşitlenmelidir. Ayrıca sıfırın altında çıkan PD değerleri de sıfıra eşitlenir. PD %100 ün üzerine çıktığında ise değer %100 de sabitlenir. ASHRAE standardına göre PD değeri %15 ve altı için konforlu kabul edilmiştir.

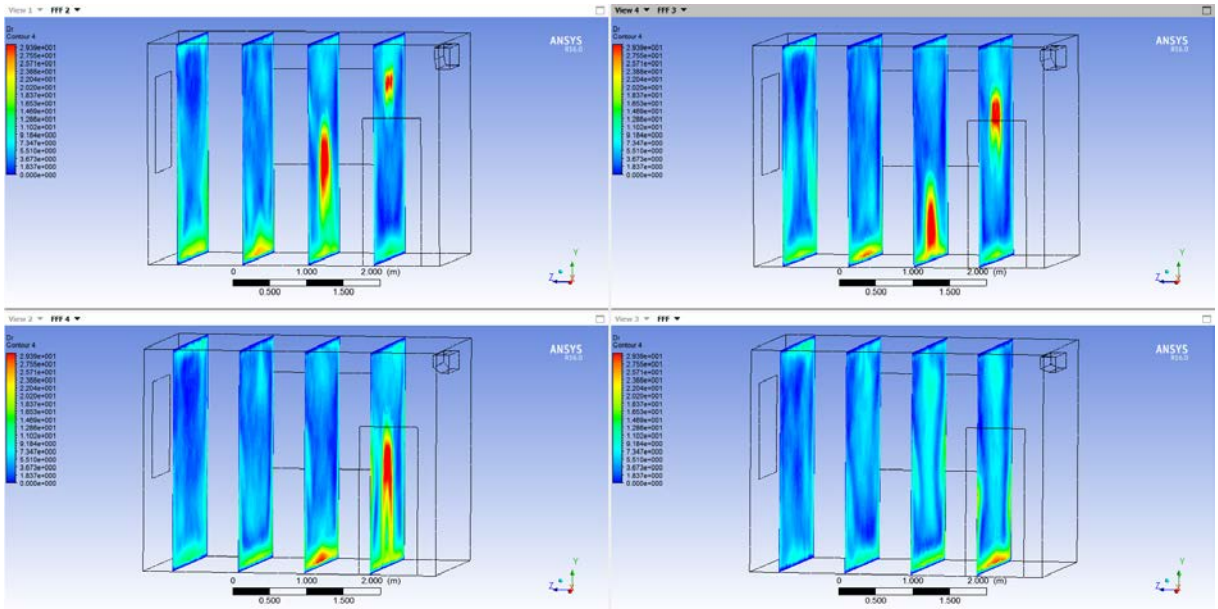
10°, 30°, 50° ve 70° üfleme açıları için YZ düzleminden, baş hizasından, farklı XY kesitlerinden elde edilen yüzde memnuniyetsizlik (PD) dağılımları sırasıyla Şekil 5., Şekil 6. ve Şekil 7.'de gösterilmiştir. Bundan sonra verilen şekillerde sol üst; 10°, sağ üst; 30°, sol alt; 50°, sağ alt; 70° için olan dağılımları ifade etmektedir.



Şekil 5. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen PD dağılımları (YZ düzlemi)



Şekil 6. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen PD dağılımları (Baş hizası)

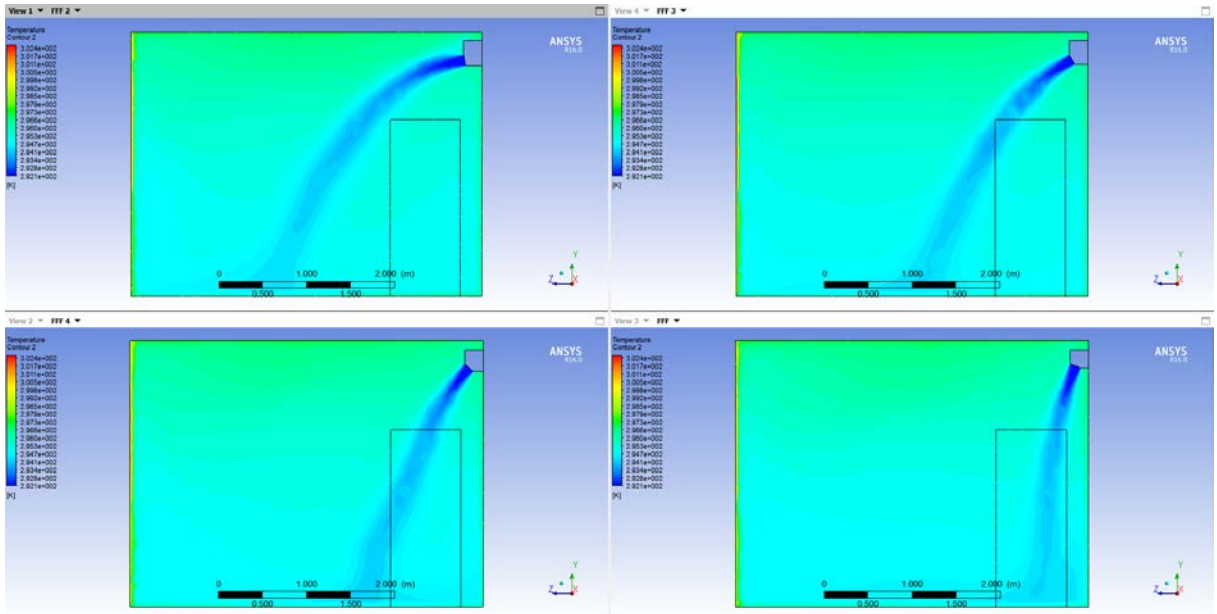


Şekil 7. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen PD dağılımları (XY kesitleri)

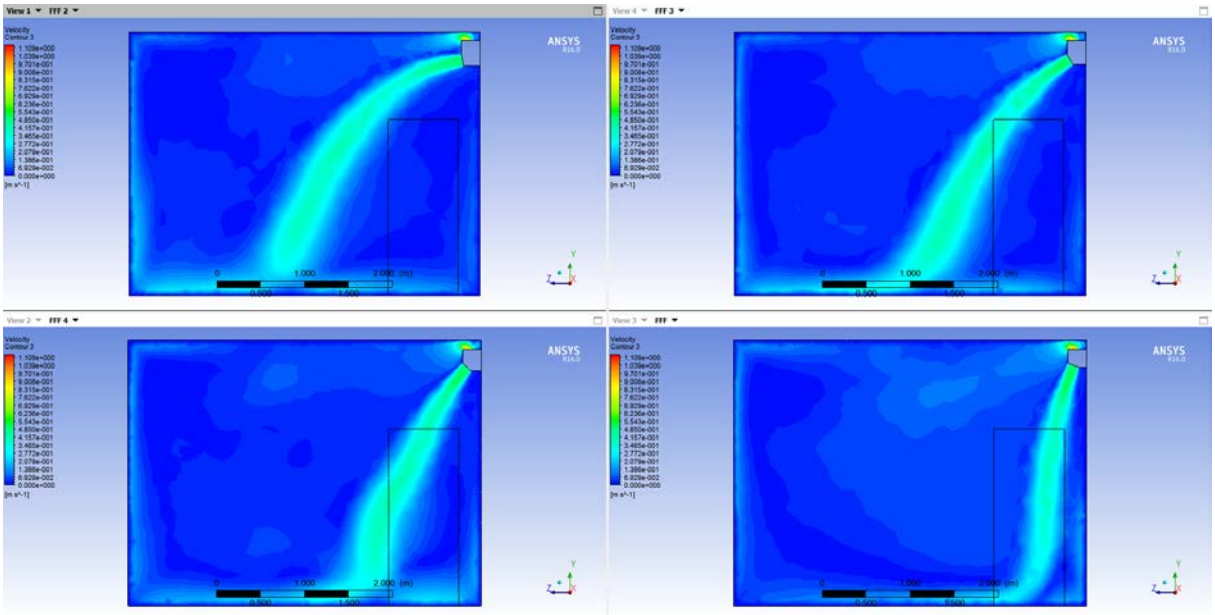
Şekil 5., Şekil 6. ve Şekil 7.'den klima üfleme açısı arttıkça konforsuz bölgelerin yere daha yakın bölgelerde ve klimanın bulunduğu duvara daha yakın yerlerde oluştuğu da görülmektedir.

3.2. Sıcaklık ve Hız Dağılımları

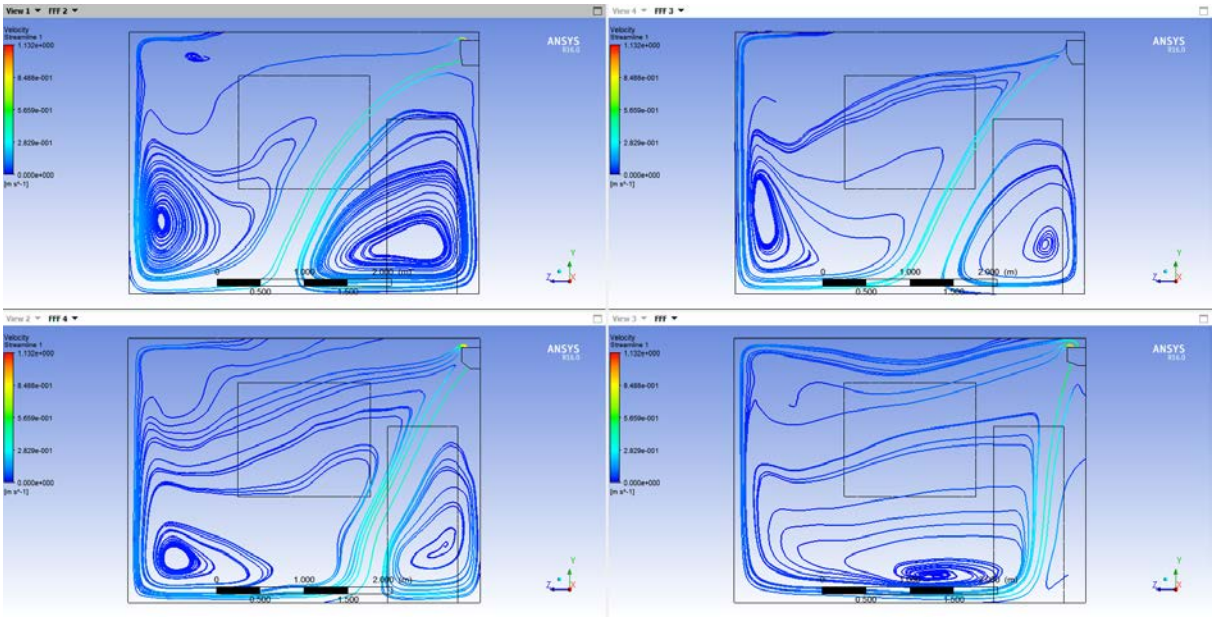
10°, 30°, 50° ve 70° üfleme açıları için YZ düzleminden elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları sırasıyla Şekil 8. ve Şekil 9.'da gösterilmiştir. Ayrıca yine YZ düzleminden akış çizgileri de elde edilip Şekil 10.'da gösterilmiştir.



Şekil 8. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen sıcaklık dağılımları (YZ düzlemi)



Şekil 9. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen hız dağılımları (YZ düzlemi)

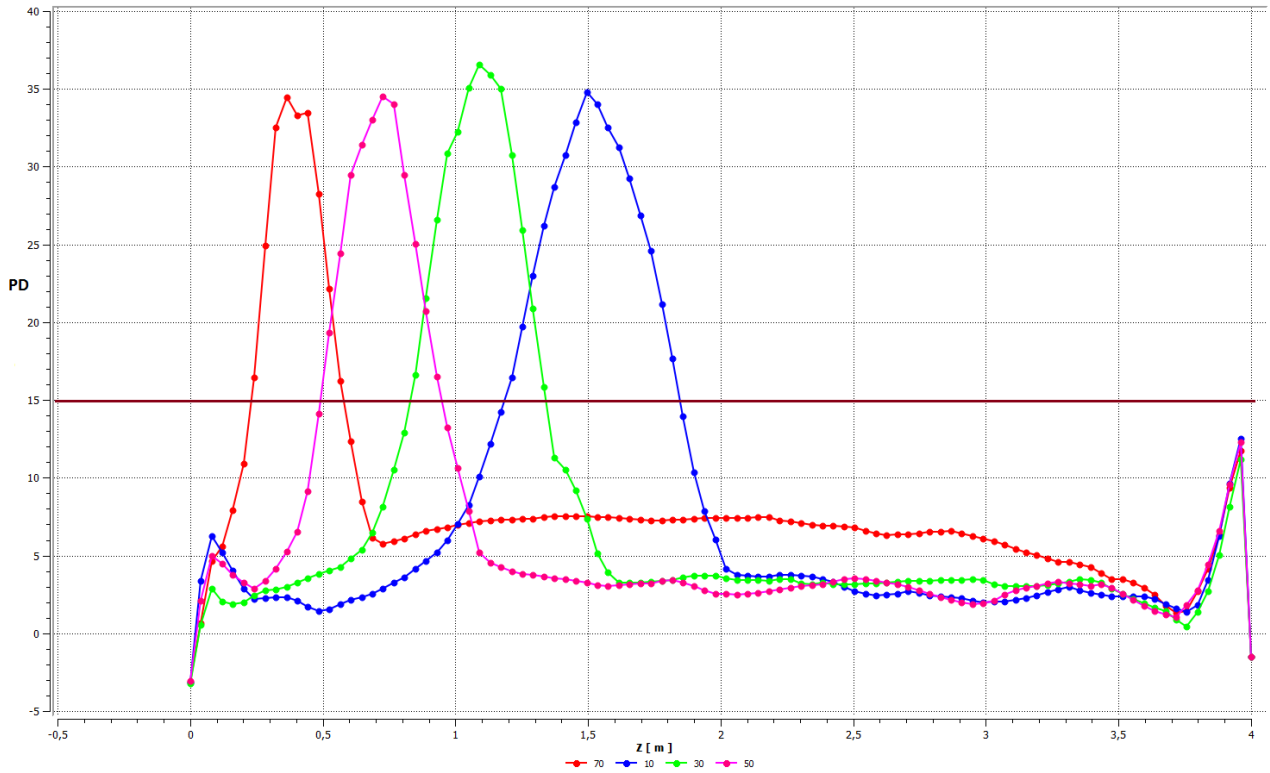


Şekil 10. Oda içerisinde farklı üfleme çıkış açıları (10°, 30°, 50° ve 70°) için elde edilen akış çizgileri (YZ düzlemi)

Şekil 10.'a bakıldığında 10°, 30°, 50° üfleme açılarında toplamda iki adet girdaplı bölge gözükürken, 70° üfleme açısında ise bir adet girdaplı bölgenin oluştuğu görülmektedir.

4. SONUÇLAR

Yapılan bu çalışmada 4 farklı klima üfleme açısı için cereyan değerleri nümerik olarak hesaplanmıştır. Sıcaklık ve hız dağılımları, cereyan değerleri ve akış çizgileri seçilen farklı düzlemlerde gösterilmiştir. Ortalama bir insanın baş hizası civarında, oda boyunca (4 m.) cereyan değerinin değişimi elde edilmiştir ve bu değerler aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Z ekseninin 0 olduğu nokta klimanın bulunduğu duvarı temsil etmektedir.



Şekil 11. Baş hizasında, oda boyunca PD değerinin değişimi

Daha önce bahsedildiği üzere ASHRAE standardına göre PD değeri %15 ve altı konforlu kabul edilmektedir. Buna göre grafikten oda boyunca hangi bölgelerin hangi üfleme açısında konforlu veya konforsuz olduğu anlaşılmaktadır. PD=15 çizgisinin üzerinde kalan bölge ısıl konfor açısından yetersizdir. Ayrıca bir odadaki hava hızı 0,05 m/s den daha düşük ise o odadaki havalandırmanın ve iç hava kalitesinin yetersiz olduğu söylenebilir. İlk olarak ortalama bir insanın baş hizasından alınan oda içindeki hava hızı ortalamalarına bakılmıştır ve Tablo 3' den de görüldüğü gibi dört açıda da 0,05 m/s hava hızı şartı yakalanmıştır.

Tablo 3. Baş Hizasındaki Ortalama Hava Hızları

Baş Hizası Ortalama Hız (m/s)	Klima Üfleme Açısı (°)
0,073	10
0,066	30
0,060	50
0,073	70

Cereyan değerlerine bakıldığında 10°C üfleme açısında konforsuz bölgenin (1,2-1,85 m arası) daha çok olduğu gözükmektedir. Buna karşın 70° üfleme açısında ise 0,3-0,6 m dışında kalan bölgede ısıl konfor şartı sağlanmaktadır. Ayrıca oda içerisinde farklı üfleme çıkış açılarında (10°, 30°, 50° ve 70°) farklı XY kesitleri için elde edilen PD dağılımlarına bakıldığına üfleme açısı 70° olduğunda daha az bölgede cereyan oluştuğu görülmektedir. Bu veriler ışığında, verilen şartlardaki optimum üfleme açısının 70° olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] KUMLUTAŞ, D., KARADENİZ, Z. H., KURU, F., " Investigation of flow and heat transfer for a split air conditioner indoor unit", Applied Thermal Engineering 51, 262-272,2013.

[2] LIU, N., LAI, X. L., YAN, K., ZHANG, H. "Investigation of flow and heat transfer characteristics on different heat exchangers of air conditioner", Applied Thermal Engineering 103, 428–43,2016.

[3] CHEN, Q., "Comparison of different k–e models for indoor airflow computations", Part B, Fundamentals. Numerical Heat Transfer, 28(3):353–69,1999.

[4] CHEONG, K.W.D., DJUNAEDY, E., CHUA, YL., THAM, K.W., SEKHAR, S.C., WONG, N.H., ULLAH, M.B., "Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics", Building and Environment ,38(1):63–73,2003.

[5] GEBREMEDHIN, K.G., WU, B.X., " Characterization of flow field in a ventilated space and simulation of heat exchange between cows and their environment", Journal of Thermal Biology, 28(4):301–19,2003.

[6] GABI, M., KLEMM, T., " Numerical and experimental investigations of cross-flow fan", J. Comput. Appl. Mech. 5 (2), 251–261,2003.

[7] TOFFOLO, A., LAZZARETTO, A., MARTEGANİ, A. D., "An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan", Exp. Therm. Fluid Sci. 29, 53–64,2004.

[8] TUZTAS, M., EGRICAN, A. N., "Mathematical model of finned tube heat exchangers for thermal simulation software of air conditioner", Int. J. Heat Mass Transf. 29 (4), 547–556, 2002.

[9] HU, J. W., DING, G. L., ZHANG, C. L., "Effect of the shape of heat exchanger on performance of the air conditioner indoor unit", J. Refrig. 25 (2),50–53,2004.

[10] KUAS, G., BASKAYA, Ş., "Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi" ,Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 17, No 2, 35-52,2002.

[11] BAŞKAYA, Ş., EKEN, E., "Numerical investigation of air flow inside an office room under various ventilation conditions", Pamukkale Üniv. Müh. Fak. Mühendislik Bilimleri Dergisi, 12, 1, 87-95,2006.

[12] YUCE, B. E., PULAT, E., "Oda Havalandırmasında Isıl Konforun Sayısal Simülasyonu" ,12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi – 8-11 Nisan,İzmir,2015.

[13] POSNER, J.D., BUCHANAN, C.R., DUNN-RANKİN, D., " Measurement and prediction of indoor air flow in a model room", Energy and Building, 35(5):515–26,2003.

[14] TAN, F., CANBOLAT, A.S., TÜRKAN, B., YÜCE, B.E. "Elektronik Cihazların Soğutulmasının Farklı Türbülans Modelleri Ve Duvar Yaklaşımları İle CFD Simülasyonu", 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir.

[15] FANGER, P.O., MELİKOV, A.K. H. HANZAWA, and J. RING. 1989. Turbulance and draft. ASHRAE Journal 31(4):18-25

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Serhan CANBOLAT

1990 yılında İstanbul'da doğan Ahmet Serhan Canbolat, 2012 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimini tamamladı. Aynı yıl Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2014 yılında Yüksek Lisans derecesini aldı ve doktora eğitimine başladı. 2013 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlayan Ahmet Serhan Canbolat görevine ve doktora çalışmalarına devam etmektedir.

Ömer KAYNAKLI

Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1998 yılında mezun oldu. 2000 yılında yüksek lisans, 2004 yılında doktora derecelerini aldı. 2008 yılında Yardımcı Doçentliğe atandı. 2009 yılında Doçentliğini ve 2014 yılında Profesör unvanını aldı. 2014-2015 yılları arasında Uludağ Üniversitesi Gemlik Asım Kocabıyık Meslek Yüksekokul Müdürlüğü yaptı. Isıl konfor, enerji ekonomisi, absorbsiyonlu soğutma ve ekserji analizi konularında çalışmaktadır.

Burak TÜRKAN

1988 yılında Bursa'da doğdu. 2005-2009 yılları arasında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimini tamamladı. 2010 yılında Bayburt Üniversitesi Enerji Anabilim Dalı'na ÖYP'li Arş. Gör. olarak atandı. Daha sonra 2011 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne yüksek lisans ve doktora programını yapmak üzere görevlendirildi. 2014 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlayıp aynı yıl doktora programına kayıt oldu. Halen doktora eğitimine devam etmektedir.

Nurettin YAMANKARADENİZ

2004 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2005 yılında Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi programında öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2007 yılında Uludağ üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği termodinamik bilim dalında yüksek lisansını tamamladı. 2011 yılında Uludağ üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik bilim dalında doktorasını tamamladı.2016 yılında yardımcı doçent olan Nurettin Yamankaradeniz, termal konfor, enerji sistemleri ve iş güvenliği alanında çalışmalarına devam etmektedir.