



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

MENFEZ ÇIKIŞ HIZININ MAHAL İÇİNDEKİ ISIL KONFOR ŞARTLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

**AHMET SERHAN CANBOLAT
ÖMER KAYNAKLI
RECEP YAMANKARADENİZ
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ**

MENFEZ ÇIKIŞ HIZININ MAHAL İÇİNDEKİ ISIL KONFOR ŞARTLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Investigation of Effect of Vent Outlet Velocity on Thermal Comfort Conditions in a Room

Ahmet Serhan CANBOLAT
Ömer KAYNAKLI
Recep YAMANKARADENİZ

ÖZET

Bu çalışmada bir oda içerisinde bulunan klimanın hava üfleme hızı değiştirilerek, farklı hızların ısı konforuna etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Analizlerde kullanılmak üzere üç boyutlu klima ve oda geometrisi oluşturulmuştur. Gerçek çalışma şartları üzerinden alınan ölçümler simülasyonda sınır şartı olarak tanımlanmıştır. 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. Yüzde memnuniyetsizlik (PD) değeri program içerisinde tanımlanarak oda içindeki ısı konforu, sayısal olarak hesaplanmıştır. Bunun dışında klima cihazının farklı üfleme hızları için sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiş, mahal içindeki yerel konforsuzluklar tespit edilmiştir.

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

ABSTRACT

In this study, while changing the blowing velocity of the air conditioner which is located in a room, the effect of the blowing velocity into the thermal comfort was investigated numerically. Three dimensional air conditioner and room geometry have been created for analysis. Measurements which were taken on actual operating conditions, are defined as boundary condition in simulation. Calculations were made using a packet program using the finite volume method with assumption of steady state conditions. RNG k-ε was used as the turbulence model and Standard Wall Function was used as the wall approach in the analyzes. Percent dissatisfaction (PD) is defined in the program and thermal comfort in the room was calculated numerically. Besides, temperature and velocity distributions were obtained for different blowing velocity of the air conditioner and local uncomfortable zones was detected in the room.

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

1.GİRİŞ

Binaların iç ortam havalandırmasında, hava sıcaklığı, hava hızı ve hava kirliliği iç ortam konfor koşullarının ve hava kalitesinin tespit edilmesinde önemli parametrelerdendir. Ortamların ısı konfor parametreleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile nümerik olarak tespit edilebilmektedir. Son 15 yılda literatürde deneysel veriler ile birlikte CFD uygulamalarına ait oldukça fazla çalışma yapılmıştır. Akış alanına ait Navier Stokes denklemlerinin çözülebilmesi için CFD hesaplamalarında farklı türbülans modelleri kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları standart k-ε, RNG k-ε, standart k-w ve benzerleridir. Bunlar içerisinde mühendislik uygulamalarında standart k-ε modeli başarılı bir şekilde uygulanmaktadır. Ancak iç akış problemlerinde düşük hız ve düşük reynolds sayılarında duvar sınırlarına yakın bölgelerde daha etkili yaklaşımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yeni yaklaşım modelleri düşük reynolds sayılı k-ε ve RNG k-ε modelleridir [1]. Rouaud ve Havet [2] yaptıkları çalışmada iç oda akış karakteristiklerinin tespit edilmesinde hem standart k-ε hem de RNG k-ε modellerini

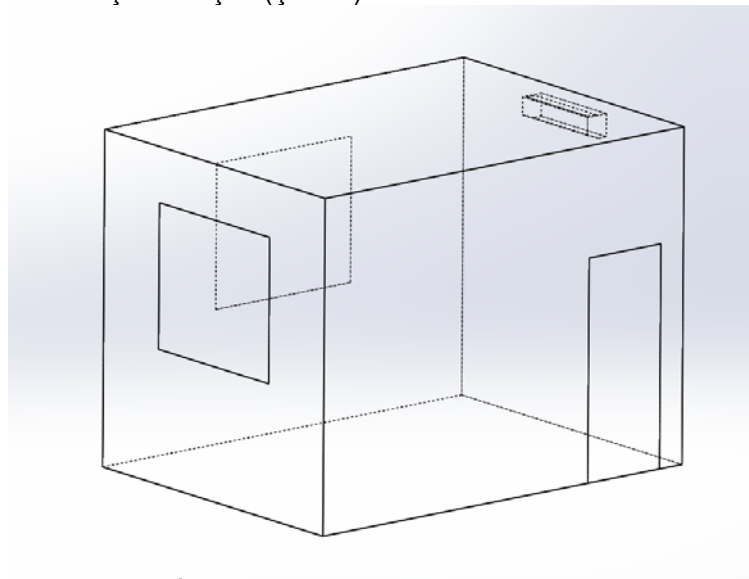
kullanmışlardır. RNG k-ε modelinin türbülanslı koşullarda çok daha iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. Posner ve ark. [3] modelledikleri bir odada akış performansını test edebilmek için laminer, standart k-ε ve RNG k-ε modellerini kullanmışlardır. Fluent programını kullanarak analizlerini gerçekleştirmişlerdir. RNG k-ε türbülans modeli ve laminer akış türü için elde ettikleri sonuçların deneysel verilere daha yakın olduğunu göstermişlerdir. Kumlutaş ve ark. [4] çalışmalarında iç ortam klimasını 3 boyutlu modellemişlerdir. Cihazın karakteristiğini araştırmak için hava akış ve ısı transferi analizi gerçekleştirmişlerdir. Oluşturdukları modeli nümerik olarak çözüp sonuçlarını deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Gabi ve Klemm [5] klimadaki fanın akışının aerodinamik analizini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Liu ve ark. [6] yaptıkları çalışmada farklı geometrilerde klima iç yapısını modelleyerek akış ve ısı transferi karakteristiğini incelemişlerdir. Split klimanın içini Ansys CFX programında 3 boyutlu olarak modellemişlerdir. Model doğrulamasını nümerik ve deneysel çalışmalar ile sağlamışlardır. Stamou ve Katsiris [1] yaptıkları çalışmada ofis odasını nümerik olarak modelleyip hava sıcaklığı ve hızının değişimini incelemek için SST k-ε modelini kullanmışlardır. Çalışma sonuçlarını deneysel çalışmanın yanında, standart k-ε, RNG k-ε ve laminer akış durumları için nümerik olarak da karşılaştırmışlardır. 3 farklı türbülans modelinin oda sıcaklığı ve hızının tahmin edilmesinde uygun sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. SST k-ε modeli ile yapılan çalışma sonuçlarının deneysel verilere en yakın değerleri verdiğini tespit etmişlerdir. Bhuiyan ve ark. [7] ısı değiştiricisinin farklı geometrik parametrelerinin ısı transferi ve basınç karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Hu ve ark. [8] 4 farklı geometriye sahip klimadan çıkan havanın sesini ve akış hacmini incelemişlerdir. Öngel ve Mergen [9] yaptıkları çalışmada ısı konfor parametrelerinin insan sağlığı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Binaların ısı konfor standartları olan ISO 7730 ve ASHRAE standartlarına uyması gerektiğini tespit etmişlerdir. Başkaya ve Eken [10] Phoenics yazılımını kullanarak türbülanslı koşullarda ortam içerisindeki hava akışını 2 boyutlu olarak araştırmışlardır. Chen ve Srebric [11] oda için hava akış durumunu incelemişlerdir. Standart k-ε ve RNG k-ε modellerinin diğer modeller arasında daha uygun sonuçlar verdiğini görmüşlerdir.

Bu çalışmada ise, bir oda içerisinde var olan klima cihazının farklı üfleme hızları için, oda içindeki ısı konfor durumu nümerik olarak incelenmiştir. Bunun yanı sıra oda içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımları ve akış çizgileri de 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).

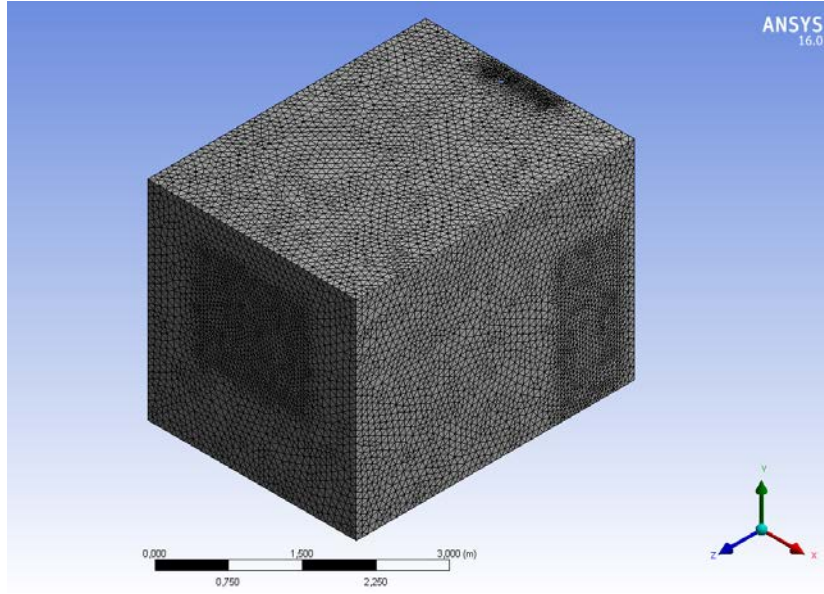


Şekil 1. İçerisinde klima bulunan odanın katı modeli

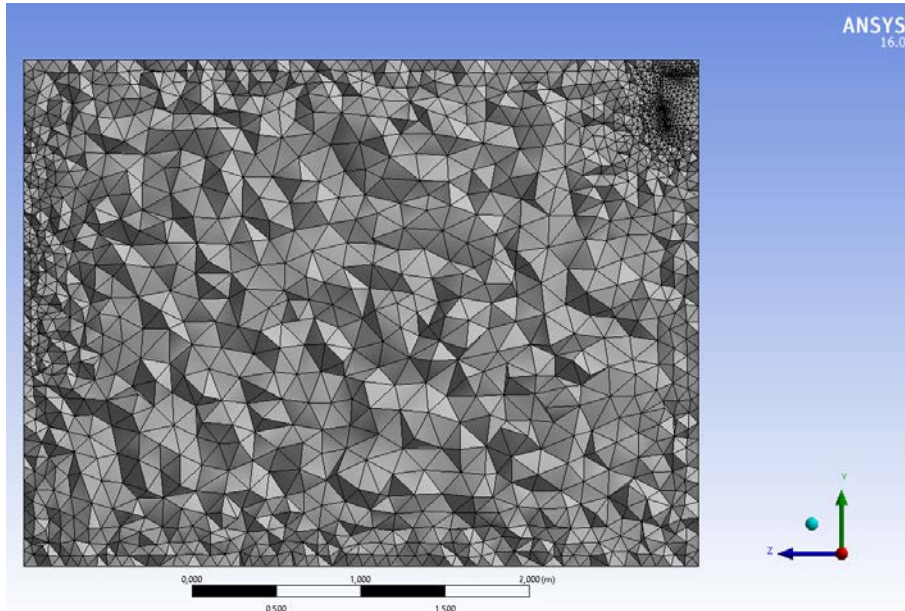
Oda 2 adet penceresi ve 1 adet kapısı olacak şekilde modellenmiştir. Analizlerin yapıldığı odanın bir apartmanın ara katında olduğu varsayılmış buna bağlı olarak pencerenin olduğu duvarlar dış duvar, diğer duvarlar ise iç duvar olarak tanımlanmıştır. Klima üfleme hızları 0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s olacak şekilde 4 farklı senaryo denenmiştir.

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. Klimanın olduğu bölgedeki sıkı 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 sıkıştırılmaz, 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

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

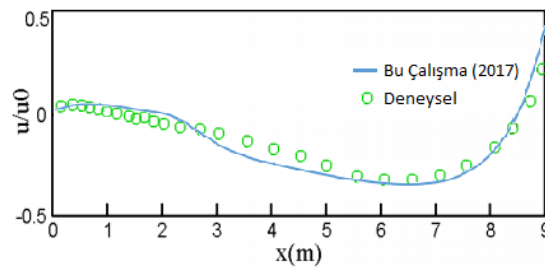
Analizlerde RNG k-ε modeli türbülans modeli olarak seçilmiştir. Literatürde k-ε modelinin geniş bir uygulama yelpazesi olduğu görülmekte ve oda içi havalandırmada da sıklıkla kullanıldığı görülmektedir. Yapılan çalışmalarda bu modelin deneysel çalışmalara çok benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. [13] RNG k-ε türbülans modelinde kullanılan sabitler şu şekildedir: $C_\mu=0.0845$, $C_{1\epsilon}=1.42$, $C_{2\epsilon}=1.68$, $Pr_{wall}=0.85$. Analizde kabul edilen yakınsama kriterleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 1. Yakınsama Kriterleri

Parametreler	Yakınsama Kriteri
Süreklilik	1.10^{-5}
x-yönündeki hız	1.10^{-5}
y-yönündeki hız	1.10^{-5}
z-yönündeki hız	1.10^{-5}
Enerji	1.10^{-6}
k	1.10^{-5}
Epsilon (ε)	1.10^{-5}

2.4. Doğrulama Çalışması

Analizlere başlamadan önce sonuçların güvenilirliğini göstermek için literatürde varolan başka bir çalışma ile validasyon işlemi yapılmıştır. Rong ve Nielsen [15] nin IEA Annex20 odasında yaptığı çalışmanın sonuçları ile bu çalışmada yapılan analizler sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4'de görüldüğü gibi deneysel sonuçlar ile nümerik çalışmanın sonuçları oldukça uyumlu çıkmıştır.



Şekil 4. Doğrulama Çalışması

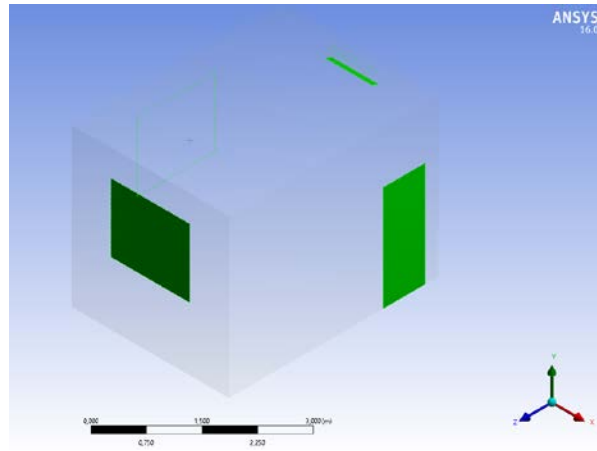
2.4. Başlangıç ve Sınır Koşulları

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 2. 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 (Şekil 5). Pencere, kapı, iç duvar, dış duvar, hava girişi ve hava çıkışı ile ilgili sınır koşulları Tablo 3.'de gösterilmiştir.



Şekil 5. Giriş, çıkış menfezlerinin, pencerelerin ve kapının model üzerinde gösterimi

Tablo 3. Sınır Koşulları

	Sıcaklık (°C)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
Giriş menfezi	19	0,25-0,50 0,75-1	-	-
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 3.'deki sınır koşulları sabit olmak koşuluyla 4 farklı menfez çıkış hızı için analizler yapılmış ve oda içerisindeki yüzde memnuniyetsizlik, sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir. Hız ölçümleri gerçek bir klimanın menfez çıkışından bir anemometre ile yapılmıştır.

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; [14]

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

PD = Memnuniyetsizlik yüzdesi (%)

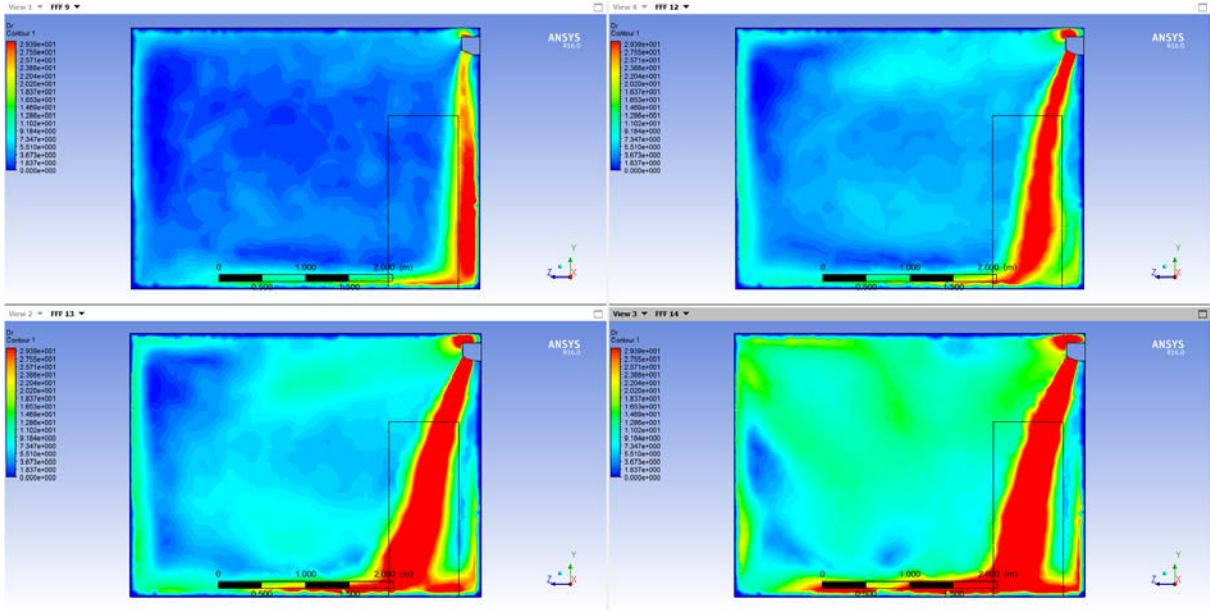
T_u = Türbülans şiddeti (%) (%10-60)

T = Hava sıcaklığı (°C) (20-26)

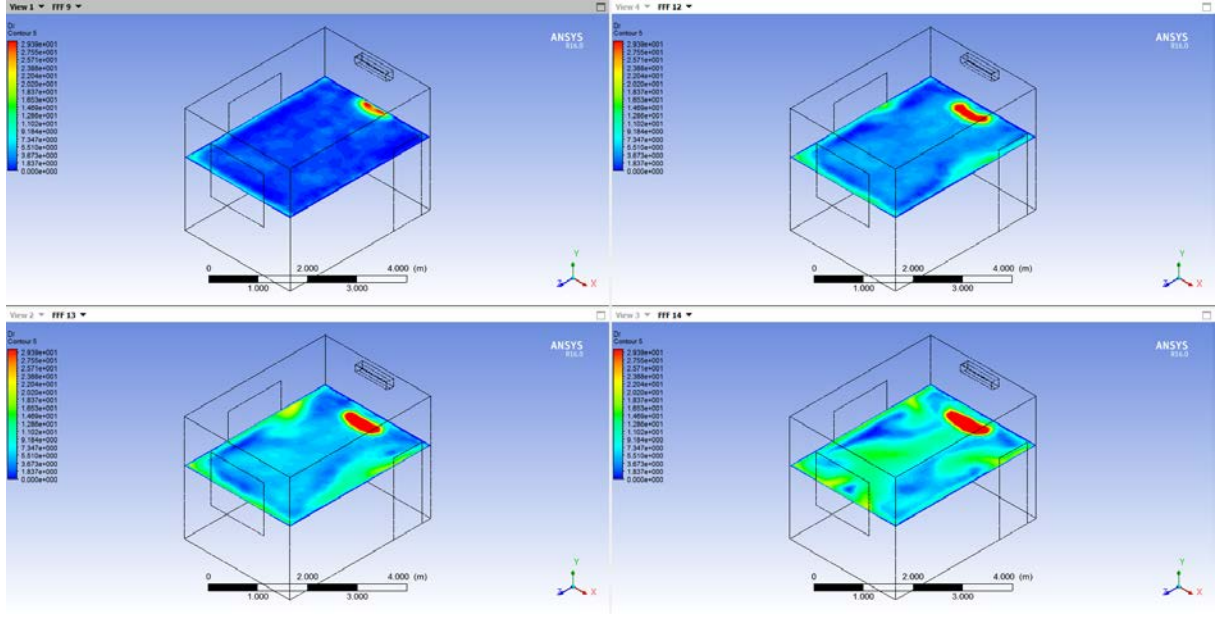
V = Lokal ortalama hava hızı (m/s)

(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.

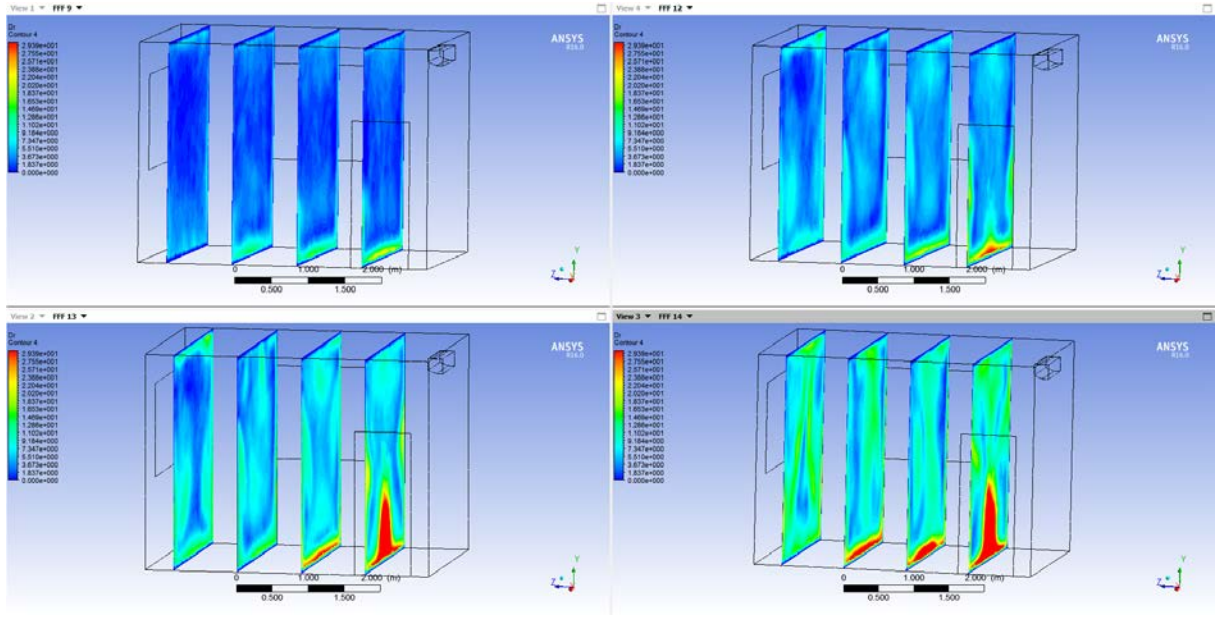
0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s menfez çıkış hızları için YZ düzleminde, baş hizasından, farklı XY kesitlerinden elde edilen yüzde memnuniyetsizlik (PD) dağılımları sırasıyla Şekil 6., Şekil 7. ve Şekil 8.'de gösterilmiştir. Bundan sonra verilen şekillerde sol üst; 0.25, sağ üst; 0.50, sol alt; 0.75, sağ alt; 1 m/s için olan dağılımları ifade etmektedir.



Şekil 6. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen PD dağılımları (YZ düzlemi)



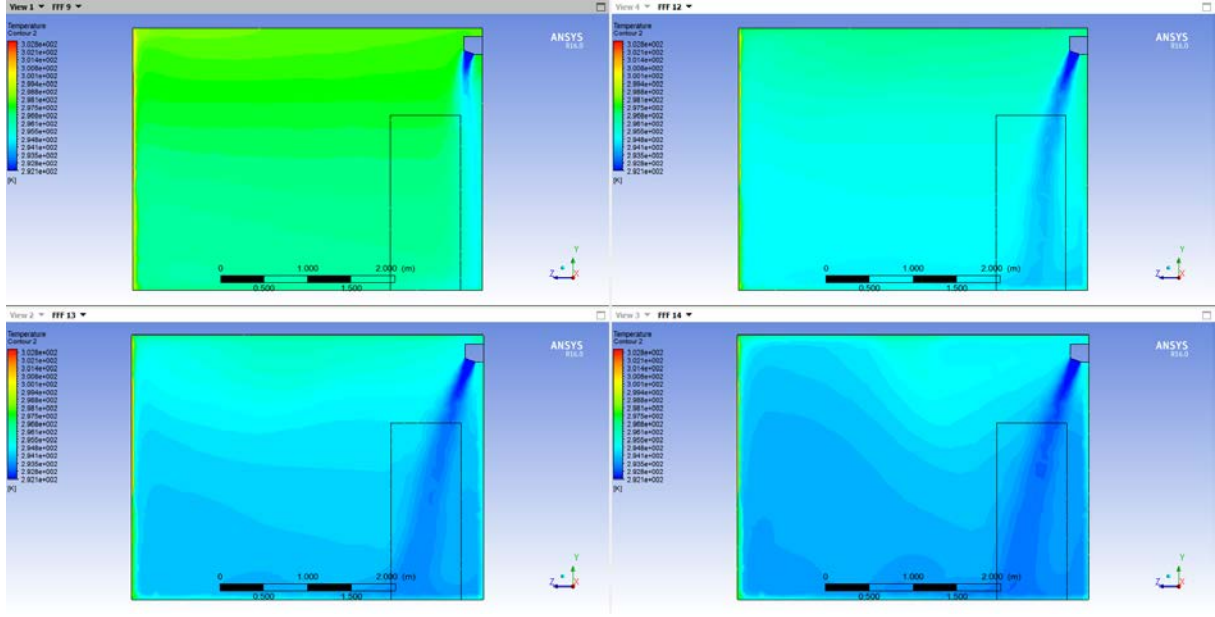
Şekil 7. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen PD dağılımları (Baş hızası)



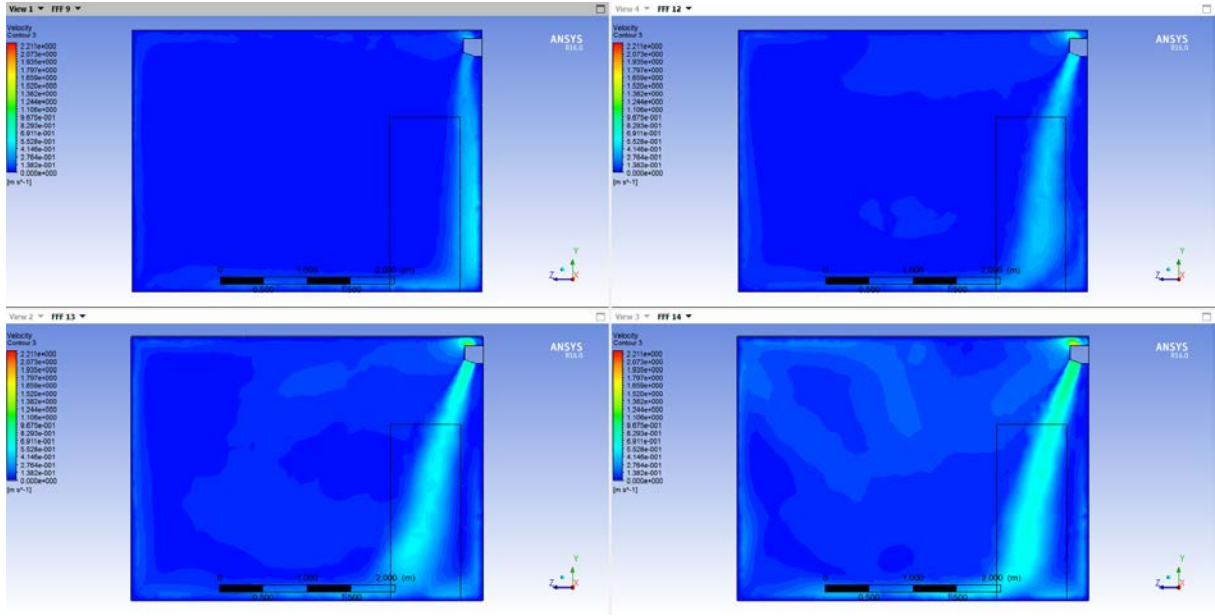
Şekil 8. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen PD dağılımları (XY kesitleri)

3.2. Sıcaklık ve Hız Dağılımları

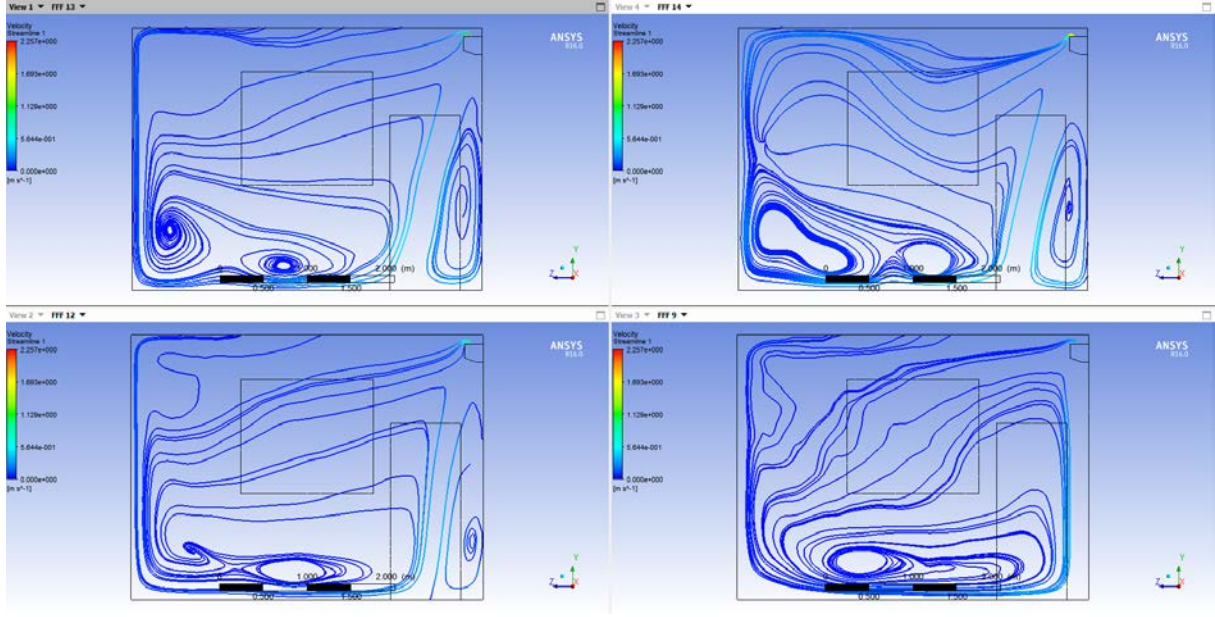
0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s menfez çıkış hızları için YZ düzleminde elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları sırasıyla Şekil 9. ve Şekil 10.'da gösterilmiştir. Ayrıca yine YZ düzleminde akış çizgileri de elde edilip Şekil 11.'de gösterilmiştir.



Şekil 9. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen sıcaklık dağılımları (YZ düzlemi)



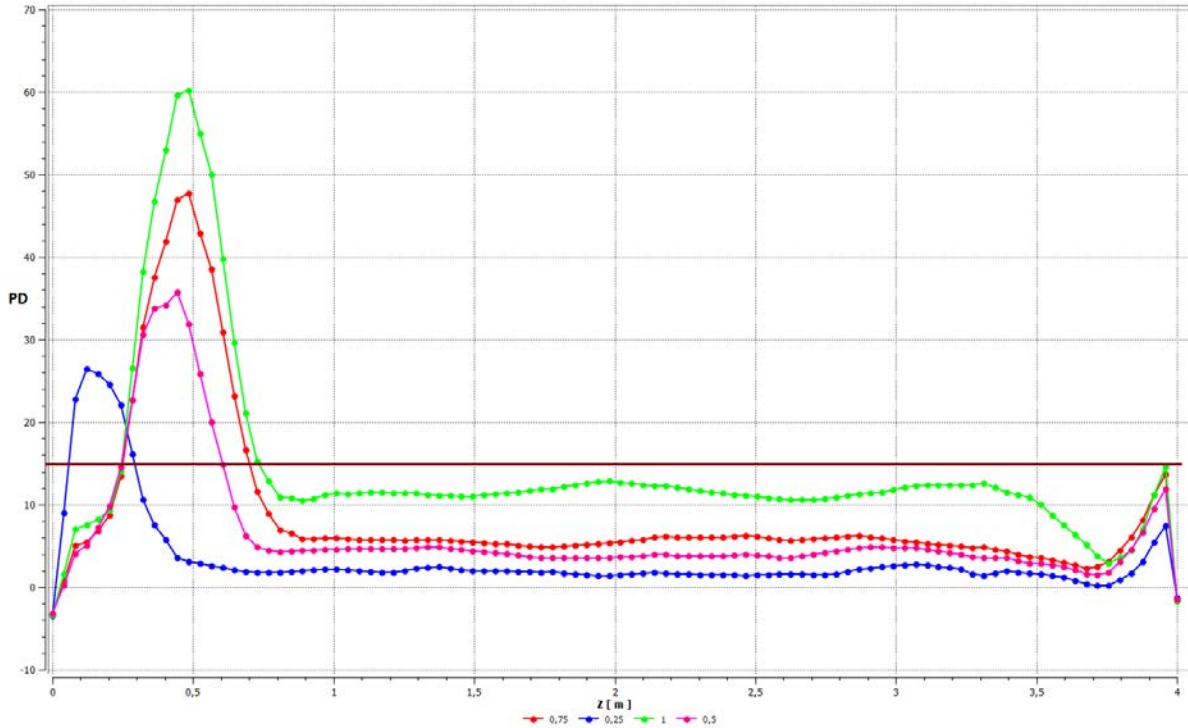
Şekil 10. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen hız dağılımları (YZ düzlemi)



Şekil 11. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızları (0.25, 0.50, 0.75 ve 1 m/s) için elde edilen akış çizgileri (YZ düzlemi)

4. SONUÇLAR

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



Şekil 12. 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 ısı konfor açısından yetersizdir. Buna göre grafikten 1 m/s üfleme hızında konforsuz bölgenin (0,2-0,8 m arası) daha çok olduğu gözükmektedir. Buna karşın 0,25 m/s üfleme hızında ise 0,1-0,3 m dışında kalan bölgede cereyan oluşmadığı görülmektedir. Fakat sadece bu bilgiye bakılıp en uygun hızın 0,25 m/s olduğunu söylemek doğru olmaz. Ortalama bir insanın baş hizasından alınan oda içindeki hava hızı ortalamaları aşağıda gösterilmiştir.

Tablo 4. Baş Hizasındaki Ortalama Hava Hızları

Baş Hizası Ortalama Hız (m/s)	Klima Üfleme Hızı (m/s)
0,012	0,25
0,062	0,50
0,083	0,75
0,138	1

Bir odadaki hava hızı 0,05 m/s den daha düşük ise o odadaki havalandırmanın yeteri kadar iyi olmadığı söylenebilir. Buna göre klima üfleme hızı 0,25 m/s olduğunda baş hizasında ölçülen ortalama hava hızının 0,012 olduğu görülmektedir ki bu da yukarıda bahsedilen oda içi havalandırma için yeterli değildir. Oda içerisinde farklı menfez çıkış hızlarında (0,25, 0,50, 0,75 ve 1 m/s) farklı XY kesitleri için elde edilen PD dağılımlarına bakıldığında 0,75 ve 1 m/s klima üfleme hızlarında 0,50 m/s ye göre daha fazla bölgede cereyan oluştuğu görülmektedir. 0,5 m/s klima üfleme hızında ise 0,2-0,6 m dışında kalan bölgede cereyan oluşmadığı ayrıca havalandırma açısından da bir sıkıntı oluşmadığı görülmektedir. Dolayısıyla bu şartlarda en uygun klima üfleme hızının 0,5 m/s olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] STAMOU, A., KATSIRIS, I., " Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer", Building and Environment, 41:1171-1181,2006.
- [2] ROUAUD, O., HAVET, M., "Computation of the airflow in a pilot scale clean room using k-e turbulence models", International Journal of Refrigeration, 25(3):351-61,2002.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] GABI, M., KLEMM, T., " Numerical and experimental investigations of cross-flow fan", J. Comput. Appl. Mech. 5 (2), 251-261,2003.
- [6] 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.
- [7] BHUIYAN, A A., AMIN, M. R., NASER, J., ISLAM, A., "Effects of geometric parameters for wavy finned-tube heat exchanger in turbulent flow: a CFD modeling", Front. Heat Mass Transfer (FHMT) 6 (1),2015.
- [8] 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.
- [9] ONGEL, K., MERGEN, H., "Isıl Konfor Parametrelerinin İnsan Vücudundaki Etkilerine Yönelik Literatür Taraması", S.D.Ü. Tıp Fak. Derg. 16(1) 21-25,2009.
- [10] 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.
- [11] CHEN, Q., SREBRIC, J. A., "procedure for verification, validation, and reporting of indoor environment CFD analyses", HVAC&R Research 8 (2), 201-216,2002.
- [12] 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.



- [13] YUCE, B. E., PULAT, E., “Oda Havalandırmasında Isıl Konforun Sayısal Simülasyonu” ,12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi – 8-11 Nisan, İzmir, 2015.
- [14] FANGER, P.O., MELİKOV, A.K. H. HANZAWA, and J. RING. 1989. Turbulance and draft. ASHRAE Journal 31(4):18-25
- [15] NIELSEN, P.V., Rong, L., Simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using Ansys CFX 11.0, Technical Report, Aalborg University, 2008

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, absorpsiyonlu soğutma ve ekserji analizi konularında çalışmaktadır.

Recep YAMANKARADENİZ

1975 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi'nden mezun oldu. 1983 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde doktorasını tamamladı. 1985 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne Yardımcı Doçent olarak atandı. 1990 yılında Doçent ve 1995 yılında Profesörlük unvanını aldı. İdari görevleri arasında: Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı ve Uludağ Üniversitesi Rektör Danışmanlığı yer almaktadır. Isı pompası, ısıtma, soğutma, klima ve ısı konfor konusunda ulusal ve uluslararası çalışmaları mevcuttur.