

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONUT DIŞI BİNALARDA
DEĞİŞKEN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Sami YILMAZ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Sistem Dinamiği ve Kontrol

OCAK 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONUT DIŞI BİNALARDA
DEĞİŞKEN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Sami YILMAZ
(503051612)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 Aralık 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Ocak 2009**

**Tez DanıŐmanı : Doç. Dr. Şeniz ERTUĞRUL (İTÜ)
Tez DanıŐmanı (EŞ DanıŐman): Prof. Dr. Nurdil ESKİN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
Doç. Dr. Mustafa BAĞRIYANIK (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Levent OVACIK (İTÜ)**

ŐUBAT 2009

ÖNSÖZ

Bir sistemin incelenmesinde ve geliştirilmesinde modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması etkili bir yöntemdir. Modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması sistemin ilk yatırım ve geliştirme maliyetlerini azaltacağı gibi, deneme süresini de kısaltacaktır. Sistemi oluşturan ekipmanların herbirinin ayrı ayrı modellenmesi ve birbirleri ile ilişkilendirilmeleri ile tüm sistemin modeli elde edilebilir, her bir ekipmanın ve her değişkenin sisteme ve sistem verimine etkisi irdelenebilir ve tasarım aşamasında performans tahmini yapılabilir. Özellikle de sistem için uygun kontrol algoritmalarının ve senaryoların denenmesinde, yeni kontrol teknolojilerinin sisteme uygunluğu ve sistem için yararı açısından değerlendirilmesinde sistemin özellikleri yansıtan bir modelinin olması çok önemlidir.

İklimlendirme sistemlerinin temel görevi ortam ve yaşayan insanlar için gerekli konfor şartlarını sağlamalarıdır. Bu da kontrol sistemleri aracılığı ile, sistem ekipmanlarını, konfor parametrelerine ulaşılacak şekilde ayarlayarak yapılabilir. Bu nedenle kontrol sistemleri iklimlendirme sistemleri için çok önemlidir. İyi bir kontrol sisteminden beklenen gerekli konfor şartlarını sağlamanın yanısıra, enerji verimliliğini de arttırmasıdır. Herbiri farklı bir değere sahip konfor parametrelerinin sistem içinde birbirleri ile ilintili oluşu ve dolayısıyla birbirlerini etkilemeleri, iklimlendirme sistemlerinin otomatik kontrolünün başarısı için problem oluşturmaktadır. Günümüzde kullanılan kontrol sistemlerinin çoğu iklimlendirme sisteminin kontrol problemine tam cevap verememektedir. Modelleme ve benzetim teknikleri ile yeni kontrol uygulamalarının denenmesi bu açıdan çok önemlidir. Enerji verimliliği ve konfor açısından günümüzde yaygın olarak kullanılan sistemlerden daha iyi sistemler tasarlanabilir.

Bu tezin hazarlanmasında bilgi ve tecrübeleri ile bana her türlü yardımı ve desteği veren değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. Nurdil Eskin'e, Sayın Doç. Dr. Şeniz Ertuğrul'a, yoğun iş hayatı temposu içerisinde tez ile ilgili çalışmalarına müsamahalı anlayışla yaklaşan çalışma arkadaşlarıma ve maddi ve manevi tüm yardımlarından dolayı aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık 2008

Sami YILMAZ
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	4
1.2 Literatür Özeti	5
2. İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ	7
2.1 İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	8
2.1.1 Sabit havalı sistemler (SDS)	8
2.1.2 Değişken debili sistemler (DDS)	8
3. ÇİFT ZONLU BİR MAHAL İÇİN KULLANILAN DEĞİŞKEN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN MODELLENMESİ	13
3.1 Giriş.....	13
3.1.1 Mahal modeli	14
3.1.2 Soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli	16
3.1.3 Soğutma ünitesi (chiller) ve depolama tankı modeli	23
3.1.4 Fan modeli.....	24
3.1.5 Karışım hücresi modeli	24
3.1.6 Yeniden ısıtma terminali.....	25
4. BENZETİM ve UYGULAMA	27
4.1 Alt Sistemlerin Modellenmesi ve Benzetimi	33
4.1.1 Mahal modeli ve benzetimi.....	34
4.1.2 Soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli ve benzetimi.....	35
4.1.2.1 Boru içi ısı taşınım katsayısının belirlenmesi	36
4.1.2.2 Boru dışı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi	37
4.1.2.3 Kanat etkenliğinin belirlenmesi	38
4.1.3 Soğutma ünitesi modeli ve benzetimi	40
4.1.4 Fan modeli ve benzetimi	41
4.1.5 Karışım hücresi modeli ve benzetimi.....	41
4.1.6 Yeniden ısıtma terminali ve benzetimi	43
4.2 Değişken Debili İklimlendirme Sisteminin Kontrolü	43
4.2.1 Kontrol sisteminin ayarı	47
4.2.1.1 PI kontrol organlarının ayarlanması	47
4.2.1.2 PD tipi bulanık mantık kontrol organının ayarlanması	47
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59
5.1 Öneriler.....	66
KAYNAKLAR	69
EKLER	73

KISALTMALAR

HVAC	: Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme
DDS	: Değişken Debili İklimlendirme Sistemi
SDS	: Sabit Debili İklimlendirme Sistemi
PID	: Proportional + Integral + Derivative (Oransal + İntegral + Türev)
PI	: Proportional + Integral (Oransal + İntegral)
PD	: Proportional + Derivative (Oransal + Türev)
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Mahalde bulunan ekipmanların listesi.....	29
Çizelge 4.2 : Bazı ticari mahallerin iç ortam tasarım değerleri [53]	34
Çizelge 4.3 : Soğutucu ve nem alıcı serpantin fiziksel parametreleri.....	36
Çizelge 4.4 : Dış hava damperi açıklık oranı.....	42
Çizelge 4.5 : Bulanık mantık kural çizelgesi	52

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: İki zonlu sabit debili iklimlendirme sistemi.....	8
Şekil 2.2	: Değişken hava debili iklimlendirme sistemi	9
Şekil 3.1	: Değişken debili iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi	14
Şekil 3.2	: Mahal modelinin şematik Gösterimi (a) Besleme havası akışı (b) Zon yerleşimi.....	15
Şekil 3.3	: Serpantin şematik gösterimi.....	17
Şekil 3.4	: Serpantin kontrol hücresinin şematik gösterimi.....	18
Şekil 3.5	: Soğutma ünitesinin şematik gösterimi	23
Şekil 3.6	: Karışım hücresinin şematik gösterimi.....	25
Şekil 4.1	: Değişken debili iklimlendirme sistemi (DDS) Matlab/Simulink modeli.....	28
Şekil 4.2	: Matlab/Simulink'te oluşturulan serpantin arayüzü	29
Şekil 4.3	: Dış zon için toplam soğutma yükünün gün içinde dağılımı.....	30
Şekil 4.4	: Dış zon için gizli soğutma yükünün gün içinde dağılımı.....	30
Şekil 4.5	: İç zon için toplam soğutma yükünün gün içinde dağılımı	31
Şekil 4.6	: İç zon için gizli soğutma yükünün gün içinde dağılımı	31
Şekil 4.7	: 21 Temmuz dış hava değerleri (a) Sıcaklık (b) Nem	32
Şekil 4.8	: Matlab/Simulink'te oluşturulan mahal modeli	35
Şekil 4.9	: W - tipi soğutucu ve nem alıcı serpantin.....	36
Şekil 4.10	: St veSl'nin serpantin şekli üzerinde gösterimi.....	38
Şekil 4.11	: Matlab/Simulink'te oluşturulan soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli.....	39
Şekil 4.12	: Matlab/Simulink'te oluşturulan soğutma ünitesi ve depolama tankı modeli.....	40
Şekil 4.13	: Matlab/Simulink'te oluşturulan fan modeli	41
Şekil 4.14	: Matlab/Simulink'te oluşturulan karışım hücresi modeli	42
Şekil 4.15	: Matlab/Simulink'te oluşturulan yeniden ısıtma serpantini modeli	43
Şekil 4.16	: Nem ve sıcaklık arasındaki ilişki [44].....	45
Şekil 4.17	: Kontrol sisteminin şematik gösterimi.....	46
Şekil 4.18	: Bulanık mantık kontrol sisteminin şematik gösterimi [52].....	48
Şekil 4.19	: Matlab/Simulink'te oluşturulan kontrol sistemi.....	49
Şekil 4.20	: Bulanık mantık kontrol organının genel görünümü	50
Şekil 4.21	: Bulanık mantık üyelik fonksiyonları.....	50
Şekil 4.22	: Benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem.....	53
Şekil 4.23	: Benzetim sonuçları: (a) İç zon sıcaklık (b) İç zon nem.....	54
Şekil 4.24	: Benzetim sonuçları: (a) Dış zon damper açıklıklığı (b) İç zon damper açıklığı (c) Soğutma ünitesi gücü (d) Toplam soğutma yükü .	55
Şekil 4.25	: Benzetim sonuçları: (a) Karışım havası çıkış (serpantin giriş havası) entalpisi (b) Serpantin yükü	56
Şekil 5.1	: Farklı referans sıcaklıkları için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem	60

Şekil 5.2	: Farklı STK'lar için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem	61
Şekil 5.3	: Farklı STK'lar için benzetim sonuçları: (a) Serpantin yükü (b) Kompresör gücü	62
Şekil 5.4	: Ani yük değişiminde sistem davranışı: (a) Soğutma yükü (b) Dış zon damper açıklığı (c) İç zon damper açıklığı (d) Kompresör gücü (e) Serpantin yükü.....	63
Şekil 5.5	: Ani yük değişiminde benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem.....	63
Şekil 5.6	: Farklı dış hava oranları için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem.....	64
Şekil 5.7	: Farklı dış hava oranları için benzetim sonuçları: (a) Serpantin yükü (b) Kompresör gücü	65
Şekil 5.8	: Farklı referans sıcaklığı değerlerinin enerji tüketimi açısından 25°C'deki enerji tüketimi ile karşılaştırılması.....	66
Şekil A.1	: Bulanık mantık kontrol organı kural yüzeyi	74

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan (m ²)
<i>a_{ch}</i>	: Toplam tank yüzeyi ile tank ısı kaybı katsayısının çarpımı (W/°C)
<i>C_{ch}</i>	: Soğutma tankının ısı kapasitesi (J/kg)
<i>C_p</i>	: Havanın sabit basınçta özgül ısısı (J/kgK)
<i>Ç</i>	: Çevre (m)
<i>D</i>	: Çap (m)
<i>E</i>	: Enerji (j)
<i>h</i>	: Entalpi (J/kg)
<i>h_{sb}</i>	: Doymuş sıvı-buhar entalpisi (J/kg)
<i>h_{yog}</i>	: Yoğuşma kütle geçişi katsayısı (kg/m ² s)
<i>ht</i>	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² k)
<i>L</i>	: Boy (m)
<i>Le</i>	: Lewis sayısı
<i>m</i>	: Kütle (kg)
<i>\dot{m}</i>	: Kütleli debi (kg/s)
<i>v</i>	: Hız (m/s)
<i>m_{sb}</i>	: Yoğuşan su buharı miktarı (kg/s)
<i>N</i>	: Adet
<i>Nu</i>	: Nusselt sayısı
ΔP	: Basınç kaybı (Pa)
<i>p_{atm}</i>	: Atmosfer basıncı (Pa)
<i>P_{sb}</i>	: Su buharı kısmi basıncı (Pa)
<i>P_{do}</i>	: Su buharı doyma basıncı (Pa)
<i>Pr</i>	: Prandtl sayısı
<i>Re</i>	: Reynolds sayısı
\dot{Q}	: Soğutma yükü (W)
<i>STK</i>	: Soğutma tesir katsayısı
<i>S_t</i>	: Hava akışına dik yönde, iki boru arasındaki mesafe (m)
<i>S_l</i>	: Hava akışı yönünde, iki boru arasındaki mesafe (m)
<i>T</i>	: Sıcaklık (°C)
<i>t</i>	: Kalınlık (m)
<i>U</i>	: Damper açıklığı
<i>U_{ch}</i>	: Soğutma ünitesine verilen kontrol sinyali
<i>U_{maks}</i>	: Soğutma ünitesine verilen maksimum enerji (J)

- V : Hacim (m^3)
 W : Özgül nem ($kgsb/kgkh$)
 W_{dkno} : Doyma noktasındaki kütleli nem oranı (kg_{sb}/kg_{kh})
 \dot{W} : Güç (W)
 x : Dış hava karışım oranı

Yunan Harfleri

- ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
 η_{kan} : Kanat etkenliği
 η_o : Toplam kanat verimi
 μ : Dinamik vizkosite ($Pa.s$)

Alt indisler

- $çtk$: Çıkışa ait
 $çn$: Çiğ noktasına ait
 $dış$: Dış
 $dön$: Dönüşe ait
 duy : Duyulur
 f : Fana ait
 giz : Gizli
 gir : Girişe ait
 h : Havaya ait
 I : Yeniden ısıtma terminaline ait
 i : Zon numarası
 $iç$: İç
 k : Kanada ait
 kh : Karışım hücrelerine ait
 $komp$: Kompresöre ait
 sb : Su buharına ait
 ser : Serpantine ait
 su : Suya ait
 $taş$: Taşınımına ait
 top : Toplam
 $yüz$: Yüzeğe ait
 z : Zona ait
 ∞ : Dış ortama ait

KONUT DIŞI BİNALARDA DEĞİŞKEN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK KONTROLÜ

ÖZET

İklimlendirme sistemlerinin temel görevi gerekli konfor koşullarının sağlanmasıdır. Çalışılan ortamın konfor şartlarının, çalışanların sağlığı ve iş verimini büyük oranda etkilediği bilinmektedir. Bu nedenle iklimlendirme sistemlerinin önemi büyüktür. Sanayi ve iş dünyasının gelişmesi, kırsal kesimden kentlere göçler nedeni ile de insanlar kapalı ortamlarda daha uzun süreler geçirmeye başlamış, bu da iklimlendirme sistemlerinin kullanımını arttırmıştır.

İklimlendirme sisteminin kullanımının artması beraberinde enerji problemlerini de getirmiştir. Örneğin A.B.D’de tüketilen toplam enerjinin yüzde 40’ı binalarda kullanılmakta, bu enerjinin yüzde 50’si ise iklimlendirme sistemleri tarafından harcanmaktadır. Gerek konfor koşullarının insanların çalışma verimi üzerindeki önemi, gerekse iklimlendirme sistemleri için harcanan enerjinin yüksek olması, iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmaları arttırmıştır.

Bu çalışmalar 3 ana başlıkta toplanabilir.

1. Ekipman seçimi, tasarımı ve geliştirilmesi
2. Sistem seçimi, tasarımı ve geliştirilmesi
3. Kontrol sistemi ve kontrol stratejisi seçimi, tasarımı ve geliştirilmesi

Gerek ekipmanların, gerekse iklimlendirme sistemlerinin, gerekse kontrol sistemlerinin tasarımını ve geliştirilmesi üzerine yapılan çalışmalarda, modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanımı önem kazanmıştır. Modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması, ilk yatırım ve tasarım maliyetlerini düşüreceği gibi tasarım süresini de kısaltacaktır. Ancak iklimlendirme sisteminin modellemesi ve benzetimi, sistemlerin içerdiği birbirine bağlı ve her biri büyük zaman sabitlerine sahip çok sayıda alt sistem, doğrusal olmayan ve belirsiz ekipman karakteristikleri, ve zamana bağlı sistem katsayıları nedeni ile bir hayli zordur. Ayrıca, sistem özelliklerini yansıtan gerçekçi bir modelin elde edilebilmesi için de iklimlendirilecek ortama ait uygun ekipman seçiminin ve ekipmana ait ısı kaysayılarını da, tasarım sıcaklığına bağlı olarak doğru hesaplanması gereklidir.

Bir iklimlendirme sisteminde fonksiyon açısından en önemli ekipman soğutucu ve nem alıcı serpantindir. Çünkü, mahale beslenen havanın koşullandırılması serpantinde gerçekleşir. Ancak içerdiği belirsizlikler ve serpantinde gerçekleşen ısı geçişinin üç boyutlu, zamana bağlı ve karmaşık yapısı, gerçeğe uygun bir model elde edilmesini bir hayli zorlaştırır. Gerçeğe yakın bir serpantin modeli, gerçeğe yakın bir iklimlendirme sistemi modeli için en önemli koşullardan biridir. Modelleme için gerekli kabuller belirlendikten ve uygun modelleme yaklaşımları seçildikten sonra serpantine ait bünye denklemleri doğru bir şekilde çıkarılmalıdır. Ayrıca sistem

yüküne uygun bir serpantin seçilmeli, ısı geçişi katsayıları da uygun korelasyonlar belirlenerek hesaplanmalıdır.

İklimlendirme sistemleri genel olarak sabit debili ve değişken debili olmak üzere ikiye ayrılabilir. Sistem seçimi ve tasarımı üzerine yapılan çalışmalarda, değişken debili iklimlendirme sistemlerinin günümüz plazaları gibi çok mahalli sistemler için enerji verimliliği ve kullanım açısından daha uygun olduğu görülmüş ve ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen sabit debili iklimlendirme sistemlerine oranla tercih edilmeye başlamıştır. Özellikle 1970'teki enerji krizinden sonra değişken debili iklimlendirme sistemleri daha yaygın hale gelmişlerdir.

Kontrol sistemleri iklimlendirme sistemi için hayati önem taşır. İklimlendirilen ortamın gerekli konfor referanslarına ulaşması kontrol sistemi tarafından sağlanır. Ayrıca iyi bir kontrol sisteminden beklenen, enerji verimliliği de sağlamasıdır. Ancak sıcaklık, nem, havalandırma miktarı gibi kontrol edilmesi gereken konfor parametrelerinin hepsi birbirlerine bağlıdır; birinde yapılan değişiklik, diğer parametrenin de değişmesine neden olacaktır. Ayrıca, iklimlendirme sistemi gün içinde değişen dış hava sıcaklık ve nem değerleri ve değişen soğutma yükleri nedeni ile dinamik yükler altındadır. Bu nedenle iklimlendirme sistemlerinin kontrolü zordur. Günümüzde kullanılan kontrol sistemlerinin çoğu bir sıcaklık referansı etrafında sistemi kontrol etmeye çalışmakta, diğer konfor parametreleri göz ardı edilmektedir. Bu sistemler enerji verimliliği sağlaması açısından da yetersiz kalmaktadırlar. NBCIP (Amerika Ulusal Bina Kontrol Sistemleri Bilgilenme Programı) tarafından yapılan bir incelemede, incelenen binaların %50'sinde kontrol sisteminin yetersiz olduğu tesbit edilmiş ve bina kontrol sistemlerinin geliştirilmesi ile %20 oranında enerji kazanımı yapılabilmektedir.

Yapılan çalışmalarda bulanık mantık kontrolün, iklimlendirme kontrol sistemleri uygulamalarında iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Bunun nedeni, iklimlendirme sistemi gibi bir veya birden fazla kontrol değişkenine sahip, sürekli olan, işlemin matematiksel bir modeli bulunmadığı veya sistemin ve dolayısıyla matematik modelinin doğrusal olmayan eşitlikler içerdiği, klasik kontrol sistemleri için hesaplamaların çok karmaşık olduğu durumlarda bulanık mantık kontrolün uygulanabilir olmasıdır.

Bulanık mantık işlemleri, bir problemin analizi ve tanımlanması, değişken kümelerin ve mantık ilişkilerinin geliştirilmesinden bulunan bilgilerin bulanık kümelere dönüştürülmesi ve modelin yorumlanması işlemlerinden oluşmaktadır. Bulanık mantık denetleyicisinin yapısı insanın karar verme mekanizmasını modellemeye dayanır ve klasik mantık gibi kesin önermeler içermez. Doğru ve yanlış olarak belirtilen kesin tanımlamalar yerine, her ikisini de belirli oranlarda kapsayan sonuçlar içerebilir. Bulanık mantık kurallar kümesi yalnızca insanın o konuyla ilgili deneyimlerine ve incelemelerine dayalı olarak oluşturulur. Bu kurallar genellikle denetlenen sistemin durumlarını bulanık ifadelerle dönüştürmek amacı ile neden-sonuç ilişkilerini kullanır.

HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) sistemlerinde klasik PID (Oransal + Integral + Türev) denetim ve bulanık mantık denetim üzerine ayrı ayrı çalışmalar ile birlikte, PID ve bulanık mantık denetimlerinin beraber kullanıldığı denetim sistemleri üzerine de çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışma kapsamında ele alınan bir ofis binasının değişken debili iklimlendirme sistemini oluşturan tüm ekipmanlarının zamana bağlı matematik modelleri çıkartılmış ve ısı geçişi katsayıları, ekipman özellikleri ve çalışma sıcaklıkları göz önüne alınarak

hesaplanmıştır. Elde edilen modeller, Matlab/Simulink programı kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Her bir ekipman modelinin birbiri ile ilişkilendirilmesi ile tüm sistemin modeli elde edilmiştir. Matlab/Simulink programında oluşturulan modellerin değişkenlerinin kolayca değiştirilip, sistem üzerinde etkisinin incelenmesi ve daha sonraki uygulamalara da kolaylıkla adapte edilebilmesi amacıyla, ekipman modellerinin her birine, katsayılarının değiştirilebileceği bir arayüz hazırlanmıştır. Sistemin nem ve sıcaklık kontrolü, bulanık mantık denetleyici ile PI tipi kontrol organı bir arada kullanılarak yapılmış, böylece sistemin gerekli konfor şartlarına ulaşması amaçlanmıştır. Ayrıca sistemin ve kontrol organının çeşitli koşullar altında davranışı ve performansı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre tasarlanan kontrol organı, mahali istenen konfor şartlarına ulaştırabilmektedir. Tasarlanan sistem ayrıca ani yük değişiminde de sistemi belirlenen referans sıcaklık ve neminde tutmayı başarmıştır. Bunun yanı sıra, yüksek dış hava oranlarında ve referans sıcaklığının değiştirilmesi durumunda da sistemi kontrol edebildiği görülmektedir. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmaktadır.

MODELING & FUZZY LOGIC CONTROL OF VAV SYSTEMS AT NON-RESIDENTIAL BUILDINGS

SUMMARY

The goal of HVAC (Heating, Ventilating and Air-Conditioning) systems is to supply desirable comfort conditions. It is a well established fact that the comfort conditions of a work zone have a great effect on the health and efficiency of its occupants. For this reason, HVAC systems are of great importance. The increasing number of office jobs in today's business world, coupled with mass immigration from rural areas to the cities is causing people to stay indoor longer, surging the demand for HVAC systems.

The surging demand for HVAC has raised the question of energy consumption and efficiency. In the USA, buildings account for 40% of all energy consumption, HVAC systems being responsible for half their energy use. The effect of comfort conditions on the inhabitants and high energy consumption in HVAC systems have increased the number of researches conducted on HVAC systems.

These researches fall into three categories:

1. Equipment selection, design and development.
2. System selection, design and development.
3. Control system and control strategy selection, design and development.

Nowadays, modeling and simulation are two techniques that are widely used in the design and development of HVAC equipment and control systems. The use of modeling and simulation techniques not only decreases the investment and design costs but also shortens the design period. However, modeling and simulation of HVAC systems is very complex since it involves the modeling of several interconnected subsystems, each one containing long-time constants, non-linearities and uncertainties of equipment characteristics. Besides, appropriate selection of HVAC equipment and correct calculation of heat transfer coefficients are required in order to obtain a model, which shows realistic system behaviour.

The component of an HVAC system with the most critical function is the Cooling Coil since it handles the treatment of supplied air. However, the 3-Dimensional, time-varying and complex structure of heat transfer between the supplied air and the cooling coil (with its inherent uncertainties) makes it hard to obtain realistic model of cooling coil. A realistic model of the cooling coil is critical to achieving a realistic HVAC model. After appropriate design considerations and modeling approaches are selected, it is also necessary to; properly obtain the structure equations of the cooling coil, select an appropriate cooling coil regarding disturbance load and calculate the heat transfer coefficients by determining suitable correlations.

HVAC systems can be categorized into two as; CAV (Constant Air Volume) and VAV (Variable Air Volume) Systems. Recently, VAV systems have become popular

despite higher start-up costs, because of their improved energy efficiency and greater flexibility in multizone buildings (i.e. Plazas, etc) compared to constant air volume (CAV) systems. Since the oil crisis of the early 1970s, VAV systems have become widespread.

Control systems in HVAC Systems play a very critical role in achieving the required comfort conditions and, also, in maintaining high energy efficiency. Since temperature, humidity and ventilation rates are parameters that are linked to each other by laws of physics, changing one results in changing others. Moreover, HVAC systems are under dynamical loads; such as time-varying cooling loads, external temperature and humidity levels. This makes the successful control of HVAC systems very challenging. Recent HVAC control systems are only trying to control temperature around a determined reference point, other comfort parameters being neglected. Besides, they are not sufficiently energy efficient. A research shows that, 50% of all buildings surveyed are lacking efficient control systems and that an improvement in their HVAC control systems could cut energy consumption by 20%.

Recent research has shown that the application of fuzzy logic control in HVAC systems produces favourable results. The primary reason for this is the applicability of fuzzy logic for continuous systems with multiple control variables; with mathematical models that include non-linear equations; and when calculations are very complex for classical control systems.

Fuzzy logic operations consist of an analysis and description of a problem, introduction of variable sets and logic relations, transformation of acquired information to the fuzzy sets and the interpretation of the model. The structure of a fuzzy logic controller depends on human decision making and does not involve certain proposals as in classical logic. Instead of describing a certain True or False, it can involve each of them in predetermined amounts. The set of fuzzy logic rules are created depending on the experience and the investigations of people on the subject. These rules usually use cause and effect relations in order to transform system conditions to fuzzy descriptions.

In addition to research on HVAC systems in which the use of PID Control and Fuzzy Logic Control are separately investigated, one can also find research on control systems where they are used together. In this study, mathematical models of the equipments of a VAV system of an office building were derived and heat transfer coefficients are calculated considering equipment characteristics and design temperatures. Then, the derived models were transferred to computer environment by using Matlab\Simulink simulation programme. By linking each equipment model to each other considering input-output relationship, whole system model was gathered. A GUI was prepared for every equipment model for changing equipment parameters easily in order to investigate how parameters effect the system performance and in order to easy adaptation of the system model to the other applications. Temperature and humidity control of the VAV system of an office building was done by utilizing a hybrid PI and Fuzzy Logic controller in order to reach desired comfort conditions. Moreover, the behaviour and performance of the system and controller are tested under different conditions. According to the results, control system succeed to make the system to reach desired comfort conditions. Besides, it also provided the stability of comfort conditions under sudden load changes. Moreover, it can continue to control zones' temperature and humidity in high outside air ratios and different reference temperatures. Results are given as graphics.

1. GİRİŞ

Günümüzde hızla artan enerji tüketimi, enerji sağlanmasının zorluğu, enerji kaynaklarının tükenmesi ve ozon tabakasının delinmesi, küresel ısınma gibi çevre koşullarının bozulması endişelerini beraberinde getirmiştir. Uluslararası Enerji Ajansı verilerine göre son yirmi yılda enerji tüketimi %49 artarken, CO₂ emisyonları % 43 oranında artmıştır [1]. Yapılan tahminlere göre enerji tüketimi eğilimi, önümüzdeki yıllarda da artmaya devam edecektir [2].

Ticari binalar ve konutlar olmak üzere binalarda kullanılan enerji, bir ülkede tüketilen toplam enerjinin önemli bir bölümünü oluşturur. Binalarda harcanan enerjinin toplam enerji tüketimi içindeki oranı gün geçtikçe artmaktadır [2]. Avrupa birliği ülkelerinde, tüm ülkede kullanılan enerjinin %40'ı binalarda tüketilmektedir. Ülkeye bağlı olarak, tüketilen bu enerjinin yarısından fazlası da iklimlendirme için harcanmaktadır [3]. Birleşik Devletlerde ise 2001 yılı verilerine göre iklimlendirme sistemlerinde kullanılan enerji tüm ülkede kullanılan enerjinin % 30'u kadardır [4]. Türkiye'de konutlarda kullanılan enerji, toplam enerji tüketiminin %31'ine ve kullanılan elektrik ise, toplam elektrik tüketiminin %43'üne karşılık gelmektedir [5]. Türkiye'de binalarda kullanılan enerjinin önemli bir bölümünün iklimlendirme için harcandığı bilinmektedir.

İklimlendirme sistemlerinin otomasyonu ve uygun kontrol sistemlerinin tasarımı ile iklimlendirme sistemlerinden %20'ye varan oranlarda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu da tüm ülkede harcanan enerjinin yaklaşık olarak % 8'i kadardır. Bu oran iklimlendirme sistemlerinin kontrolünün ne kadar önemli olduğunu göstermektedir [3]. Birleşik devletlerde 132 bina üzerine yapılan bir araştırmada, iklimlendirme sistemlerinde yapılan iyileştirmeler ile, yapılan harcamaların 4.000.000\$ azalacağı, bu miktarın %77'sinin kontrol sistemlerinde yapılan iyileştirmeler ile mümkün olabileceği görülmüştür [6].

Daha az enerji harcayan iklimlendirme sistemleri global olarak enerji tüketimini azaltacağı gibi, kullanıcı açısından da daha düşük maliyetlerin oluşmasına neden olacaktır [7].

İklimlendirme sistemlerinin başlıca görevi, gerekli ortam koşullarının sağlanmasıdır. Yapılan çalışmalarda insanların zamanlarının %80-90'ını kapalı ortamlarda geçirdiği, ve ortam koşullarının insan sağlığı ve çalışma verimliliği üzerinde büyük etkisi olduğu saptanmıştır [8].

Günümüzde kullanılan iklimlendirme sistemlerinin geneli, klasik PID kontrol ile, ortam sıcaklığını belirli bir referans değerinde tutmaya çalışmaktadır. Konforu ve insan sağlığını etkileyen en önemli etkenlerden olan nem oranı ve havalandırma miktarı göz ardı edilmektedir [9].

İklimlendirme için kullanılan enerjinin azalması ve çalışanlarının konforunun artırılması için daha iyi bina kontrol sistemlerinin geliştirilmesi gerekmektedir [10]. Daha ileri kontrol ve işletim stratejilerinin uygulanması için sistem davranışını yeterli derecede gösterebilen modellere ihtiyaç vardır. Ancak binanın ve iklimlendirme sisteminin karmaşık ve doğrusal olmayan yapısı, bilinmeyen ve zamanla değişen ısı yükleri ve diğer sistem parametreleri ve gerçek sistemlerde sınırlı sayıda yapılabilen ölçüm imkanı, iklimlendirme sistemlerinin modellenmesini güç kılar. İklimlendirme sistemleri için çok karmaşık akışkanlar mekaniği modellerinden, çok basit doğrusal modellere kadar bir çok model yapılmıştır [11]. İyi bir model, sistem özelliklerini her koşulda gerçek değerlerine yakın olarak yansıtabilmelidir. Bu çalışma kapsamında, her bir iklimlendirme sistemi ekipmanının zamana bağlı matematik modelleri çıkarılmış, çıkarılan modeller Matlab/Simulink programına alt sistemler olarak kaydedilmiş, ve her bir alt sistemin birbirleri ile ilişkilendirilmesi ile tüm sistem modeli elde edilmiştir. Isı geçişi katsayıları da ekipmanların fiziksel parametreleri göz önünde bulundurularak ve uygun korelasyonlar seçilerek hesaplanmıştır. Modelin gerçekçiliği açısından, yapılan kabullerin minimumda tutulması amaçlanmıştır. İklimlendirme sisteminin fonksiyon açısından en önemli, ancak modelleme açısından da en zor elemanı olan soğutucu ve nem alıcı serpantin modelinde, serpantin eş kontrol hücrelerine bölünmüş ve her bir kontrol hücresinin birbirleri ile ilişkilendirilmesi ile, içerisinde 3 boyutlu ısı geçişi gerçekleşen serpantin gerçeğe yakın modeli elde edilmeye çalışılmıştır.

İklimlendirme sistemlerinin kontrolü, sistemin barındırdığı belirsizliklerden, doğrusal olmayan ekipman karakteristiklerinden, ve sisteme etki eden yüksek miktarda bozucu etkilerden dolayı bir hayli zordur [12]. Bulanık mantık kontrol yöntemi bu tip sistemlerin kontrolü için iyi bir seçenektir [13]. Bu nedenle,

iklimlendirme sistemlerinin bulanık mantık kontrolü üzerine yapılan çalışmalar artmıştır.

Bulanık mantık konusu ilk defa 1965 yılında L.A. Zadeh tarafından ortaya atılmıştır. Zadeh bu çalışmasında, insanların kesinlik ifade etmeyen bazı bilgileri kullanarak karar verme mekanizmalarını oluşturmalarının, bazı koşullarda makinelere göre daha iyi bir denetim sistemine sahip olmalarını sağladığı sonucuna dayandırmıştır. Bulanık mantıkta kontrol sinyalleri neden-sonuç esaslarına dayanarak oluşturulur. Örneğin:

“EĞER Sıcaklık Yüksek ise O HALDE Damper Açıklığını Düşür” veya

“EĞER Hava Hızı Düşük ise O HALDE Fan Hızını Yükselt” gibi.

Görüldüğü gibi bulanık mantık kontrol algoritması insan deneyim ve gözlemleri sonucu oluşturulur ve sonuçlara bağlı olarak da optimizasyonu yapılabilir [14]. Bulanık mantık kontrol organları dayanıklıdır ve ayarlanması için yüksek matematik bilgisi gerekmemektedir. Bu nedenle bulanık mantık kontrol organlarının daha da yaygınlaşacağı ve klasik PID kontrol organlarının yerini alacağı düşünülmektedir. Bu çalışma kapsamında da değişken debili bir iklimlendirme sisteminin sıcaklık ve nem kontrolü PD tipi bulanık mantık kontrol organı ve PI tipi klasik kontrol organı birlikte kullanılarak yapılmış, ve mahalın gerekli konfor parametrelerine ulaşması hedeflenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada konut dışı binalar için değişken hava debili iklimlendirme sisteminin modellenmesi, benzetimi ve kontrolü yapılmıştır. Yapılan modelde göz önüne alınan binayı oluşturan tüm zonlar, soğutucu ve nem alıcı serpantin, soğutma ünitesi, fan ve kanallar için bünye denklemleri çıkarılarak alt modeller oluşturulmuş ve değişken debili iklimlendirme sisteminin tüm modeli elde edilmiştir. Modellerin bilgisayar ortamına aktarılmasında, Matlab/Simulink programlama dili kullanılmıştır. Matlab/Simulink programlama dilinde modellere ve kontrol sistemine ait blok diyagramlar oluşturularak bir bilgisayar programı hazırlanmış, oluşturulan blok diyagramları birbirleri ile ilişkilendirilerek tüm sistem modelinin bilgisayara aktarımı gerçekleştirilmiştir.

Belirlenen sistemin kontrolünde PD tipi bulanık mantık ve PI kontrol beraber kullanılarak ortamın nem ve sıcaklık değerlerinin gerekli konfor şartlarını sağlaması ve enerji verimliliği amaçlanmıştır.

Sistemin zamana bağlı anlık çözümleri, her zonun ve modelde göz önüne alınan her iklimlendirme sistemi cihazının giriş ve çıkış değerlerinin, belirlenen konfor şartlarına göre kontrolü göz önüne alınarak elde edilmiştir. Benzetim sonucunda sistemde, her noktada ve her zaman adımında sıcaklık, nem değerleri, enerji miktarları, hava ve su debileri ve zonalardaki konfor şartlarının sağlanması için gerekli damper açıklık oranları ve gerekli soğutma ünitesi gücü bulunmuştur. Ayrıca, değişik koşullar altında sistem davranışı ve performansı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmaktadır.

1.2 Literatür Özeti

İklimlendirme sistemlerinin analizinde, denenmesinde ve geliştirilmesinde modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması tasarım maliyetlerini azaltacağı gibi, tasarım süresini de kısaltır [15]. Bu nedenle iklimlendirme sistemi üzerine yapılan araştırmalarda modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılmasına yönelik çalışmalar artmıştır. Ancak, iklimlendirme sisteminin matematik modelinin çıkarılması, içerdiği birbirine bağlı ve her biri büyük zaman sabitleri içeren çok sayıda alt sistem ve doğrusal olmayan ve belirsiz ekipman karakteristikleri nedeni ile bir hayli zordur [16]. Gerçekçi bir modelin elde edilebilmesi için yapılan çalışmalar literatürde yer almaktadır. Clark, iklimlendirme sistemi ekipmanlarının dinamik modellerini elde etmiştir [17]. Zaheer-uddin, kontrol sistemi tasarımı ve analizi için iklimlendirme sisteminin ve sistemi oluşturan alt ekipmanların ayrıntılı ve dinamik modellerini elde etmiştir [18]. Tashtoush, soğutma ve ısıtma sistemlerini ve içerdikleri ekipmanları ayrı ayrı incelemiş ve modellerini elde etmiştir. Ancak yaptığı modelde, uygulamada kullanılan mahal içinde bulunan her bir ekipmanın, cihazın ve kişinin ısı kapasitelerini ve ısı depolama kabiliyetlerini içeren soğutma ve ısıtma yükleri hesaplamaları yerine, mahalın dış ortamla ısı geçişi ilişkisini anlık olarak yansıtan hesaplamaları dahil etmiştir [19].

Günümüz kontrol sistemlerinin konfor ve enerji verimliliği açısından yetersizliği, araştırmacıları ve mühendisleri daha iyi kontrol sistemleri tasarlamaya yöneltmiştir. Bulanık mantık kontrol sistemleri, diğer sanayi uygulamalarında başarıya ulaşmaları nedeni ile de, iklimlendirme sistemlerinin kontrolü için klasik kontrol sistemlerine alternatif olarak denenmeye başlanmıştır. İklimlendirme sistemlerinin bilgisayar ortamında oluşturulan modellerini kullanarak, bulanık mantık kontrolünün uygulanabilirlik ve performans açısından denenmesi üzerine literatürde çalışmalar mevcuttur. Sousa, iklimlendirme sistemleri gibi karmaşık yapıya sahip olan, dinamik yükler ve doğrusal olmayan karakteristikler içeren sistemler için bulanık mantık kontrolün cazip bir çözüm olduğunu göstermiştir [20,21]. Huang ve Nelson' un, bir iklimlendirme sistemi için kullanılan bulanık mantık kontrolörün kurallarının oluşturulması, katsayılarının ayarlanması ve gerçek sistem üzerinde denenmesini içeren çalışması mevcuttur [22,23]. Alcalá, bir iklimlendirme sistemi için tasarlanan bulanık mantık kontrolörün genetik algoritmalar kullanarak optimizasyonunu

yapmıştır [24]. Ghiaus, bulanık mantık kontrolün klasik PID kontrole göre daha iyi performans gösterdiğini ve bulanık mantık kontrol ile klasik PID kontrolde gerek duyulan yeniden ayarlama aşamasının ortadan kaldırıldığını çeşitli çalışmalar yaparak göstermiştir [25]. Soygüder çalışmasında iki zonlu bir iklimlendirme sisteminin kontrolü için tasarlanan klasik PD tipi, bulanık PD tipi ve kendi kendini ayarlayan bulanık PD tipi kontrol organlarının karşılaştırmasını yapmıştır [14]. Belirtilen çalışmada nem kontrolü mevcut değildir. Wang da çalışmasında hibrid bulanık mantık - PID kontrolör tasarlamış ve Çin'de bulunan bir TV binası için kullanılan bir iklimlendirme sisteminde, PID kontrolörün, bulanık mantık kontrolörün ve hibrid bulanık mantık - PID kontrolörün birbirleri ile performans yönünden kıyaslamalarını yapmıştır [13]. Ayrıca literatürde yapay sinir ağları ve sinirsel bulanık denetim gibi akıllı kontrol sistemlerinin iklimlendirme sistemlerinde kullanımı ile ilgili çalışmalar da mevcuttur. Ancak bu çalışmanın kapsamı dışında olması nedeni ile, belirtilen çalışmalara değinilmeyecektir.

Görüldüğü gibi, iklimlendirme sistemleri ve iklimlendirme sistemlerinin kontrolü üzerine literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Ancak çalışmaların bazılarında bir takım eksiklikler görülmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi, uygulamada kullanılan soğutma yükleri hesaplamasını göz ardı eden çalışmalar mevcuttur. Bazı çalışmaların da denenmesinde, gerçek sistemin dinamik yükler altında çalıştığı göz ardı edilmiştir. Örneğin dış hava sıcaklık ve nem koşullarını sabit alan çalışmalar mevcuttur [14,26]. Çalışmaların bazılarında ise sadece sıcaklık kontrolü amaçlanmıştır. Nem ve diğer konfor parametreleri ihmal edilmiştir. Bu çalışma kapsamında amaçlanan, ele alınan ofis binası için kullanılan iklimlendirme sisteminin gerçeğe uygun modellerinin çıkarılması, sistem yüklerinin uygulamada kullanılan soğutma yükleri hesabına göre bulunması ve sistem için tasarlanan hibrit PD bulanık mantık-PI kontrolör ile sistemin nem ve sıcaklık kontrolünün yapılmasıdır. Dış hava şartları meteoroloji verilerini göre alınmıştır. Soğutma yükleri için, geçiş fonksiyonu metodu ile bulunan veriler kullanılmıştır. Her ikisi de gün içerisinde zamana bağlı olarak değişim göstermektedir. Burada tasarlanan kontrol sisteminden beklenen, iklimlendirme sisteminin dinamik yükler altında çalışıyor olmasına ve ayrıca, kontrol edilen değişkenler olan sıcaklık ve nemin birbirlerinin fonksiyonu olmasına rağmen iyi bir performans göstermesidir.

2. İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin temel görevi, mahal içinde bulunan insanlar için gerekli konfor şartlarını sağlamaktır. Bu görevi, şartlandırılan mahale iklim şartlarına göre, ortamda bulunan havadan daha sıcak ve daha soğuk hava ileterek gerçekleştirir. Soğutma sistemi ele alındığında, iklimlendirme sistemi kazanılan ısı miktarı kadar ısıyı, iklimlendirilen mahale soğuk hava üfleyerek kaybetmeye çalışmaktadır. Üflenen soğuk havanın şartlandırılması ise soğutucu ve nem alıcı serpantinde gerçekleşir. Serpantin boruları içerisinde dolaşan, soğutma ünitesinde soğutulan akışkan, üzerinden geçen havadaki ısıyı çekerek havanın soğumasına neden olur. Her bir ısı geçişi zorlanmış taşınım ile gerçekleşir. Bu nedenle sistemde kullanılan enerji, soğutma için kullanılan enerjinin yanısıra, akışkanların akışını sağlayan fan ve pompalarda kullanılan enerjiyi de içerir.

İklimlendirme sistemlerinin bir temel fonksiyonu da havalandırma dır. Havalandırma, geri dönüş havasının, dış hava ile belirli oranlarda karıştırılması ile gerçekleşir. Ayrıca, içeriye üflenen hava debisi miktarı da Ashrae Standartlarına göre kişi başı 2,5L'nin altına düşmemelidir. Ofisler için hava değişim oranı da saatte 4-10 değişim olarak önerilmektedir.

İklimlendirme sistemleri her koşulda çalışabilmeleri için en kötü hal ilkesine göre tasarlanırlar. Bu nedenle tasarım kriteri olarak buldukları bölgenin en ağır koşulları göz önüne alınır. İklim koşullarının ve dış hava şartlarının gün içinde ve dönemsel olarak değişken olması, iklimlendirme sistemlerinin dinamik yükler altında çalışmasına neden olur. Kontrol sistemleri, değişken yüklere maruz kalan sistemin etkin çalışmasını sağlamak için tasarlanmalıdır.

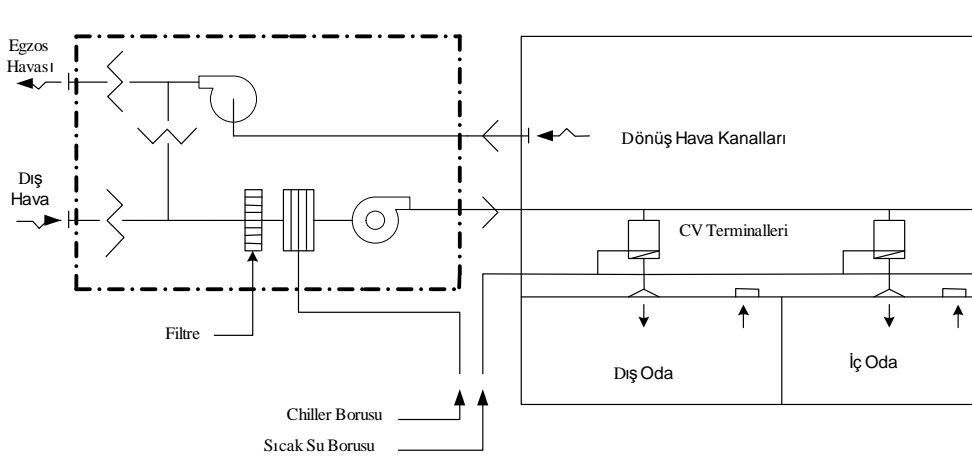
İklimlendirme sistemleri, hava dağıtım özelliklerine göre Sabit Hava Debili Sistemler (SDS) ve Değişken Hava Debili Sistemler (DDS) olarak sınıflandırılabilir.

2.1 İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması

2.1.1 Sabit Havalı Sistemler (SDS)

En basit, tek bir zona hizmet eden, sabit debili, üflenen hava sıcaklığını değiştirebilen sistemdir. Kontrol sistemleri ile hacme üflenen hava sıcaklığı kontrol edilir. Sisteme egzoz fanı ilavesiyle ara mevsimlerde, uygun dış sıcaklıklarda, dış hava ile soğutma yapması sağlanabilir.

Sabit havalı tek mahalli sistemlerin sıcaklık kontrolü, soğutucu serpantin üzerine alın bypass damperi koyup, yaz mevsiminde, yük azaldığında, karışım havasını soğutucu üzerinden geçirmeyip (bypass ederek) ve ya soğutucu çıkış sıcaklığı değiştirilerek, yani serpantin çıkış sıcaklıklarının değiştirilmesiyle, mahale üflenen hava sıcaklığının değiştirilmesi vasıtasıyla yapılabilir.



Şekil 2.1 : İki zonlu sabit debili iklimlendirme sistemi

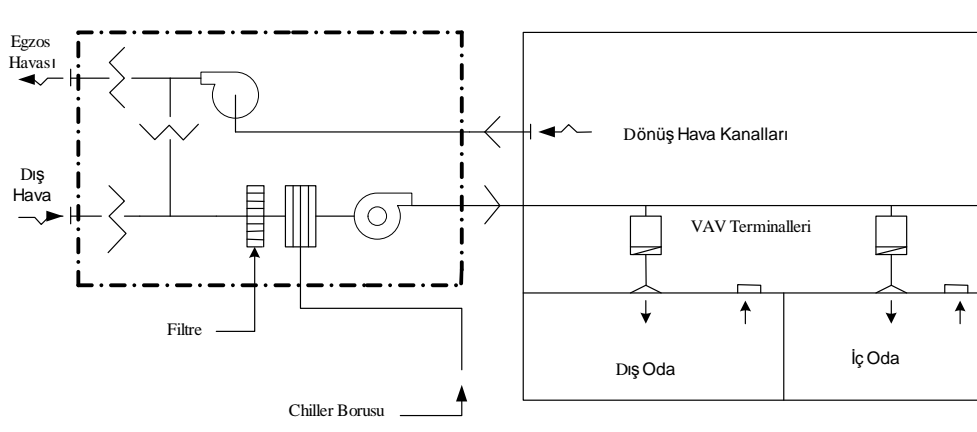
Tek mahalli sistemler, küçük mağaza katlarında, alışveriş merkezlerindeki küçük mağazalarda, sınıflarda, bilgisayar odalarında, ameliyathanelerde, jimnastik salonu gibi geniş alanlarda, orta boy toplantı salonlarında, sinemalarda, yani bağımsız, bütün tek mahallerde uygulanır.

Çok zonlu mahallere de hizmet edebilen tekrar ısıtılmalı sabit debili iklimlendirme sistemleri mevcuttur.

2.1.2 Değişken Debili Sistemler (DDS)

Değişken hava debili sistemler, özellikle çok zonlu uygulamalar ve değişken yüklü hacimler için geliştirilmiştir. Eğer sabit bir soğutma yükü varsa, değişken hava debili

sistemlerden beklenen enerji tasarrufu gerçekleşmez. Bu sistemin bir diğer temel özelliği ise, ağırlıklı olarak soğutma işlemi için geliştirilmiş olmasıdır. Isıtma için ek önlemler alınması gerekir. Değişken hava debili sistemleri belirli bir büyüklüğün üzerinde her türlü yapıda ve uygulamada kullanılabilir. Değişken debili iklimlendirme sistemi terminalleri değişken hava debili yeniden ısıtma terminali veya sabit debili fan kutusu ile de kombine edilebilir [27].



Şekil 2.2 : Değişken hava debili iklimlendirme sistemi

Değişken hava debili sistemlerinde işletme maliyetini azaltmak için bazı stratejiler izlenir, bunlardan biri de üfleme havasını kısma işlemidir. Fakat bu kısma işlemi belirli sınırlar içerisinde gerçekleştirilmek zorundadır. Eğer üfleme havası ciddi oranda kısılmış ise, ortamda kabul edilebilir şartlar sağlanamaz. Ortam şartları çok hassas olarak kontrol edilmiyor ise minimum debi yaklaşık olarak tasarım debisi değerinin % 40'ı olarak ayarlanabilir. Hava debisinin belirli bir değerin altına kısılmamasının nedenleri şöyle sıralanabilir:

- Hava kalitesi hava sirkülasyonuna bağlıdır. Bu yüzden bu zondaki hava sirkülasyon değeri; $8.5 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ değerinin altına düşmemelidir [27].
- Üfleme havasının bir sabit gizli yükü absorbe etme yeteneği, üfleme debisindeki azalmayla direkt orantılı olarak azaltacaktır. Üfleme debisi yarıya düştüğünde bağıl nem % 50'den % 58'e çıkacaktır; eğer üfleme debisi tasarım değerinin % 25'ine düşerse nem % 72'ye çıkacaktır.
- Dış hava oranı, hava kalitesini etkileyecektir. Dış hava damperi minimum pozisyonda ayarlanmış ise zona yollanan dış hava debisi, üfleme debisindeki azalma ile direkt orantılı olarak azalacaktır. Bunun anlamı, eğer tam akışta 20

birim taze hava geliyor ise, üfleme havası yarıya düştüğünde 10 birim, üfleme havası tasarım değerinin % 25'ine düştüğünde 5 birim taze hava gelecektir.

Sistemin Avantajları:

1. İşletme maliyeti ve enerji giderleri sabit debili konvansiyonel sisteme göre daha düşüktür.
2. Değişken hava debili sistemleri, zonların yükleri ile ilişkili olan diversite avantajını kullanabilir.
3. Esnek uygulanabilme ve yerleştirilebilme kabiliyeti vardır.
4. Değişken hava debili sistemleri sınırsız sayıda zona servis verebilir.
5. Sistem hava dengelemesini kendi kendine yapabilmektedir.
6. Değişen yüklere etkin bir biçimde cevap verir.
7. Bina otomasyon sistemine bağlanabilir.
8. Mevsimsel değişim (change-over) için özel provizyona gerek yoktur.
9. Her zon için anında ısıtma ve soğutma sağlanabilir. Farklı zonlarda aynı anda ısıtma ve soğutma yapılabilir.
10. İyi bir sıcaklık kontrolü ve yüksek ısı konfor sağlanır.
11. Sistem sessizdir.

Sistemin Dezavantajları:

1. Yatırım maliyetleri sabit debili sistemlere göre daha yüksektir..
2. Değişen yüke bağlı olarak dış hava oranı değiştirilemediğinden, düşük yüklere yeterli taze hava beslenmesi problem olabilmektedir.
3. Belirli bir asma tavan yüksekliği gerektirir.
4. Değişken hava debili sistemler tam bir nem kontrolü sağlamaz, tam nem alma kapasitesi her zaman mevcut olmayabilir.
5. Soğutma bataryasının kapasite kontrolü direk olarak mekanın duyulur yüküne bağlıdır. Gizli ısı yükünü hissetmez.

6. Merkezi cihaz tek bir zonda şartlandırma ihtiyacı olduğunda, binadaki diğer kullanılmayan zonlar şartlandırma istenmiyorsa bile kullanılmalıdır. Tüm zonlar boşalmadan merkezi cihaza gece işletmesi kontrolü uygulanamaz.
7. Zon bazında enerji tüketimini incelemek ve ölçmek kolay değildir.
8. Değişken hava debili sistemler özel üfleme menfezleri ile kullanılırlar, sabit debili sistemlerin menfezleri uygun değildir [27].

Değişken debili iklimlendirme sistemleri günümüz plazaları gibi çok mahalli sistemler için daha uygun olduğundan ve sabit debili sistemlere göre daha az enerji kullandıklarından, sabit debili sistemlere göre daha yaygın hale gelmişlerdir. Bu nedenle iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda, değişken debili sistemler ön plana çıkmıştır. Sekhar çalışmasında, değişken debili sistemi ve sabit debili sistemi, Singapur'da bulunan 5 zonlu bir mahal için, her bir zon için ayrı ayrı karşılaştırmış ve DDS sistemi kullanılarak zonlarda %11,5 – 25,7 oranları arasında değişen enerji tasarrufu yapılacağını sonucuna varmıştır [29]. Ancak çoğu uygulamada, enerji verimliliği amaçlanırken konfor ihmal edilebilmektedir [28]. Bu çalışma kapsamında da ele alınan iklimlendirme sistemi, çift zonlu bir mahal için kullanılan değişken debili iklimlendirme sistemidir.

3. ÇİFT ZONLU BİR MAHAL İÇİN KULLANILAN DEĞİŞKEN DEBİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

3.1 Giriş

İklimlendirme sistemlerinin geçici ve sürekli davranışları, sistemlerin kontrol edilebilirliği ve kontrol performansları oluşturulan model ve benzetim araçları ile incelenen analiz edilebilir ve enerji etkin sistemlerin tasarımı yapılabilir. Sistem modelinin oluşturulmasıyla, kontrol organlarının iklimlendirme tesisatı üzerindeki etkisi incelenebilir ve çalışma aralıkları en etkin biçimde belirlenebilir. İklimlendirme sistemlerinin analizinde, denenmesinde ve geliştirilmesinde modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması tasarım maliyetlerini azaltacağı gibi, tasarım süresini de kısaltacaktır [14].

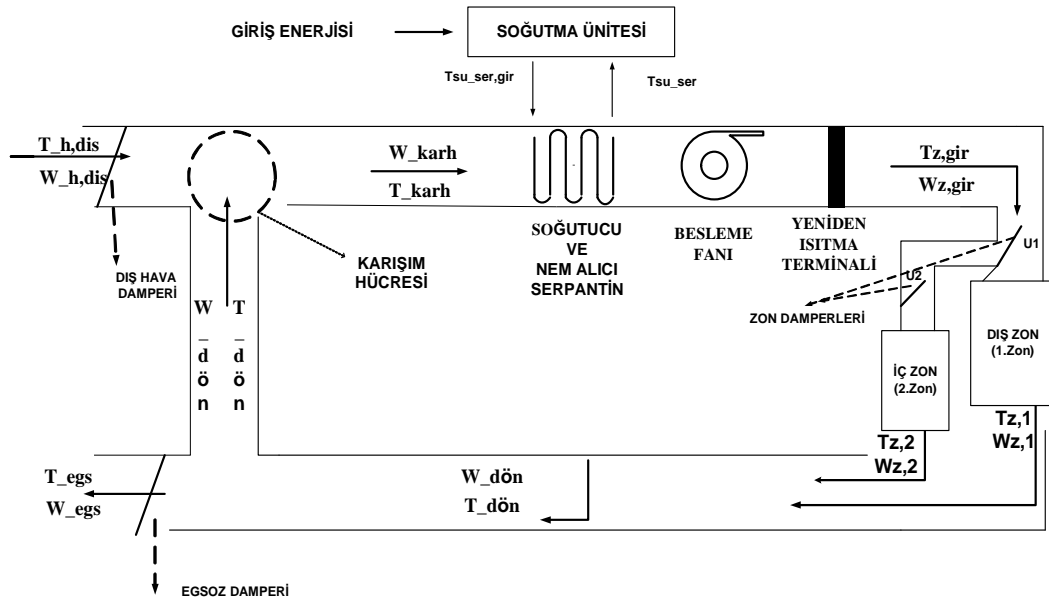
Ancak iklimlendirme sisteminin matematik modelinin çıkarılması , içerdiği birbirine bağlı ve her biri büyük zaman sabitleri içeren çok sayıda alt sistem, doğrusal olmayan ve belirsiz ekipman karakteristikleri nedeni ile bir hayli zordur [15,16]. Bu nedenle Yapay Sinir Ağları (Neural Networks) gibi kara-kutu (blackbox) modelleme tekniği ile de yapılan çalışmalar vardır. Bu şekilde matematiksel modele gerek kalmadan, ele alınan ekipmanın giriş değerlerine göre çıkış değerleri belirlenebilir. [30,16]. Ancak bu yöntem modelleme deki esnekliği azaltır. Model parametrelerinin her birinin modele tek tek nasıl etkilediğini görme şansımız ve böylece model parametreleri değiştirilerek başka bir uygulama için modeli güncelleme şansımız ortadan kalkar.

Bir iklimlendirme sistemi modelinin minimum şu özelliklere sahip olması gerekir.

1. Sistemde elde edilebilecek ölçümleri kullanması
2. Esnek olması, iklimlendirme sisteminin güncel karakteristiğini yansıtması ve modelin iyileştirilebilmesi açısından parametrelerinin kolaylıkla güncelleştirilebilmesi
3. Sistemin yakın zamandaki davranışını hesaplayarak gösterebilmesi gerekmektedir.

Bu çalışma kapsamında modellenen sistemin şematik diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Bu sistemin bileşenleri:

1. İklimlendirilecek Mahal
2. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin
3. Soğutma Ünitesi ve Depolama Tankı
4. Karışım Hücresi
5. Fan
6. Yeniden Isıtma Terminali



Şekil 3.1 : Değişken debili iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi

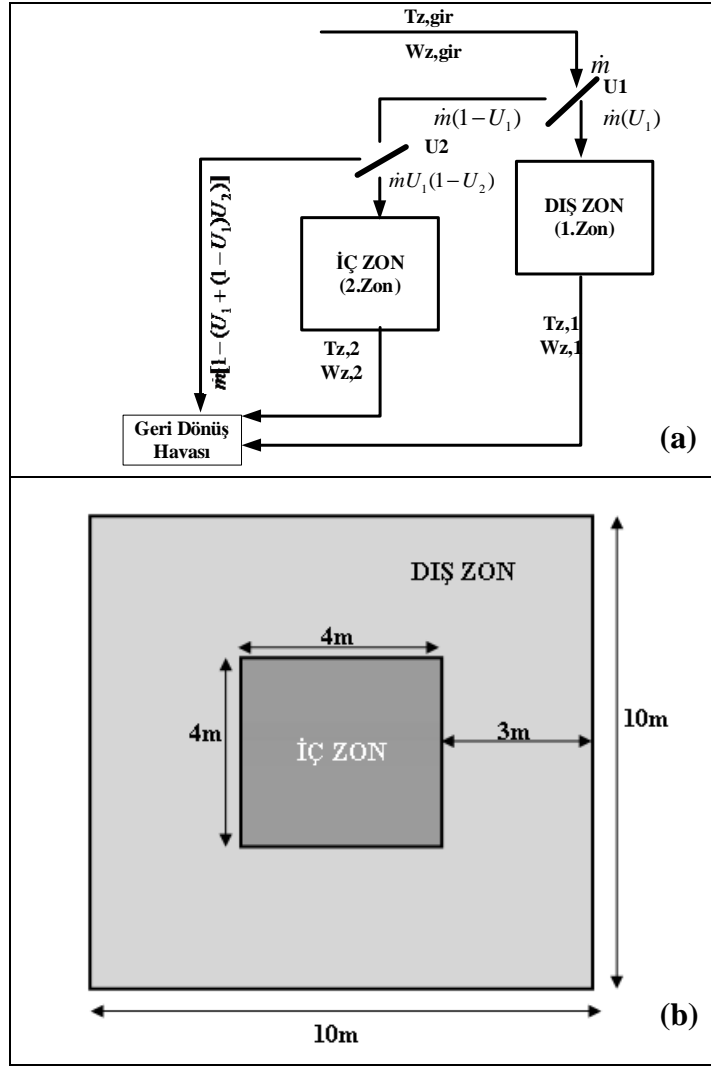
3.1.1 Mahal modeli

İklimlendirilmesi yapılan bir mahalın tüm bileşenlerinin hesaba katılarak matematik modelinin yapılması oldukça güçtür. Mahal içerisine beslenen havanın tüm dinamik özellikleri bilinse bile, mahal içerisinde hacim kaplayan tüm bileşenler bir ısı kaynağı veya bir ısı çekici olabilir. Mahal içerisinde bulunan insanların hareketliliği veya dış hava sıcaklıklarının mevsim normalleri dışına çıkması oluşturulan model üzerinde bozucu bir etki yaratabilir. Burada kullanılan mahal modelinde yapılan kabuller aşağıda sıralanmaktadır:

1. Oda içerisindeki hava hızı değişimlerinin basınca etkisi yoktur.

2. Dönüş kanalı dışında herhangi bir hava kaçağı yoktur.
3. Oda içerisindeki hava akışı düzgün dağılımlıdır.

Mahale ait süreklilik, enerji ve su buharı süreklilik denklemleri çıkartılmıştır. Çalışmada ele alınan mahallin dış ortamla ve iç zonla temas halinde olan dış zon ile binada iç kısma karşılık gelen iç zon olarak iki zondan meydana geldiği kabul edilmiştir. İç zon sadece çatı ve dış zonla temas halindedir. Mahalin şematik gösterimi Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Mahal modelinin şematik gösterimi: (a) Besleme havası akışı (b) Zon yerleşimi

Şartlandırılan mahale beslenen ve emilen hava debileri aynıdır. Bir başka deyişle, sistem pozitif veya negatif bir basınç altında değildir. Bu kabule göre, Denklem 3.1'deki kuru hava sürekliliğini ifade eden formül yazılabilir.

$$\begin{aligned} \dot{m}U_1 + \dot{m}(1-U_1)(U_2) + \dot{m}(1-(1-U_1)U_2) &= \dot{m} \\ \dot{m}U_i = \dot{m}_{gir} = \dot{m}_{çık} \quad i=1,2 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Mahaldeki anlık su buharı değişimi, mahale giren anlık su buharı miktarı ve üretilen su buharı miktarlarından, mahalden çıkan anlık su buharı miktarının çıkartılması ile elde edilir. Bu eşitliği ifade eden su buharı süreklilik denklemi, Denklem 3.2’de gösterilmiştir.

$$\frac{dm_{sb,i}}{dt} = \dot{m}_{sb,gir,i} - \dot{m}_{sb,çık,i} + m_{sb,iir,i} \quad i=1,2 \quad (3.2)$$

Buradan 3.3 denklemi yazılabilir.

$$\frac{dW_{z,i}}{dt} = \frac{\dot{m}U_i(W_{z,i,gir} - W_{z,i})}{V_{z,i}\rho_h} + \frac{\dot{Q}_{giz,i}}{V_{z,i}\rho_h h_{sb}} \quad i=1,2 \quad (3.3)$$

Besleme havası ile gelen enerji, duyulur soğutma yükü, gizli soğutma yükü değerlerinin toplamından dönüş havası ile çıkan enerji değerinin çıkartılması ile elde edilir. Bu eşitlik ifade edildiği takdirde Denklem 3.4 elde edilir.

$$\frac{dh_{z,i}}{dt} = \frac{\dot{m}U_i(h_{z,i,gir} - h_{z,i})}{V_{z,i}\rho_h} + \frac{\dot{Q}_{giz,i}}{V_{z,i}\rho_h} + \frac{\dot{Q}_{duy,i}}{V_{z,i}\rho_h} \quad i=1,2 \quad (2.4)$$

Atmosferik havanın toplam entalpisi, kuru havanın ve su buharının entalpileri toplamıdır [26]. Entalpi, kuru termometre ve kütleli nem oranı arasındaki ilişki Denklem.3.5’te gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} h_{z,i} &= h_{h,i} + w_{z,i}(h_{sb}) \\ h_{sb,i} &= h_{sb,0} + c_{v,s}T_{z,i} \quad i=1,2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Burada $h_{sb,0}$ olarak belirtilen değer su buharının 0°C sıcaklıktaki entalpidir ve değeri 2501000 J/kg’dır

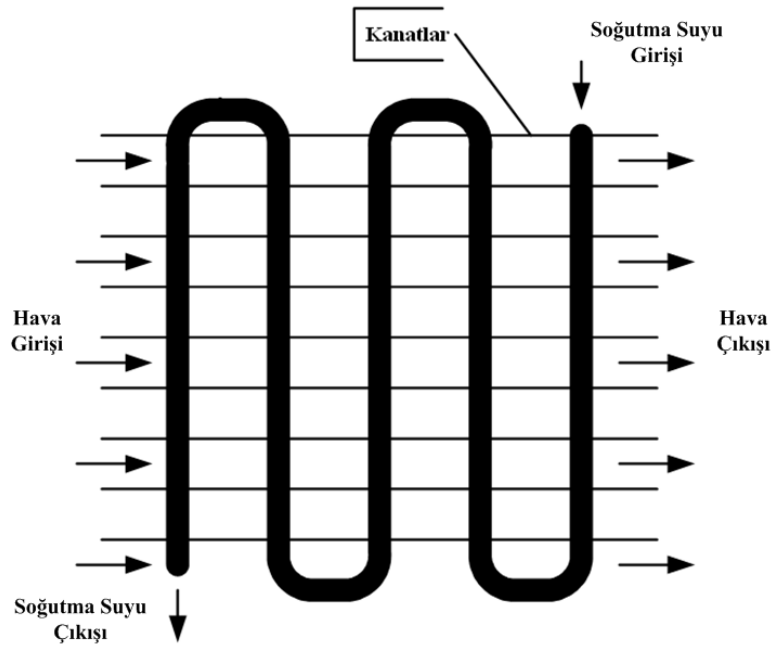
3.1.2 Soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli

Soğutucu ve nem alıcı serpantin ele alınan sistemin işlevsellik açısından en önemli elemanıdır. Çünkü, gerekli konfor şartlarının sağlanması için mahalle beslenen havanın şartlandırılması, bu bölümde gerçekleşir. İklimlendirme sistemlerinin performansı açısından, serpantin performansı çok önemlidir [31]. Bu nedenle

serpantin tasarımı ve serpantin davranışlarının incelenmesi iklimlendirme sistemlerinin performansı ve geliştirilmesi açısından büyük önem taşır.

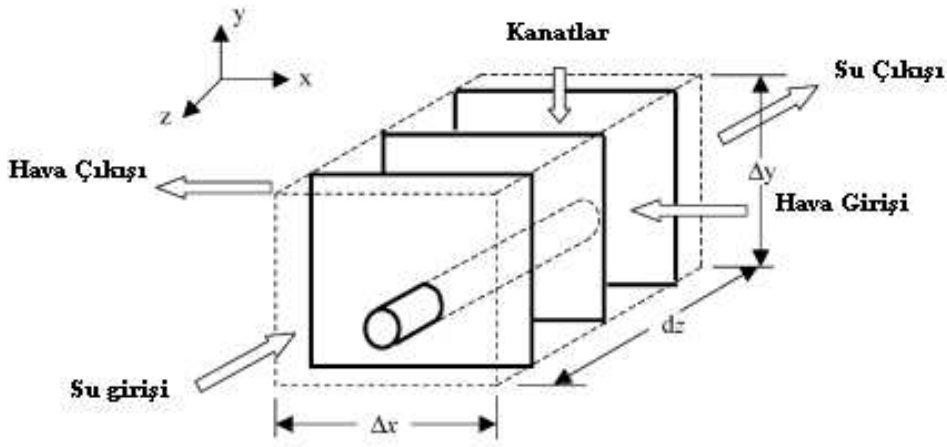
Geçmişte, serpantin tasarımında en önemli amaç, sürekli hal koşullarında soğutma soğutma yüklerini karşılayabilen bir serpantin tasarımı yapabilmek idi [31]. Fakat günümüzde, geçici durum davranışlarında da iyi performans gösteren serpantin tasarımının gerekliliği aşıkardır [31]. Modelleme ve benzetim teknikleri kullanılarak oluşturulan serpantin dinamik modeli, serpantin geçici durum davranışları da incelememize olanak verir. Ayrıca, iklimlendirme sistemlerinden istenen değişik çalışma şartlarında da güvenilirliklerini korumalarıdır. Bu nedenle, serpantin davranışlarının dinamik olarak incelenmesi, optimize kontrol stratejileri geliştirilmesi açısından da önemlidir [31]. Ancak, içerdiği zamana bağlı ekipman karakteristikleri ve ısı geçişi katsayıları, kirlilik faktörü gibi kesin olarak ölçülemeyen parametrelerin varlığı, kütle ve ısı geçişinin, duyulur ve gizli ısı kaybının eş zamanlı olarak gerçekleşmesi ve ısı geçişinin 3 boyutlu olması nedeni ile serpantin gerçeğe yakın bir modelini elde etmek bir hayli zordur.

Ele alınan değişken debili iklimlendirme sisteminde, çapraz akışlı dikdörtgen kesit kanatlı tip serpantin kullanılmıştır. Şekil 3.3'te serpantin üstten görünüşünün şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 3.3 : Serpantin şematik gösterimi

İklimlendirme sisteminde kullanılan soğutma ve nem alma serpantinini modelini elde etmek için, serpantini oluşturan her bir boru eş kontrol hücrelerine ayrılmıştır. Serpantin kontrol hücrelerinin şematik gösterimi Şekil 3.4'te yer almaktadır. Serpantin bu şekilde eş kontrol hücrelerine bölünmesi, karmaşık yapısını incelememize olanak verir [32]. Eş parçalar için ısı ve kütle dengesi denklemleri belirli kabuller altında yazılmıştır. Parçaların birbirlerine eklenmesiyle, tüm serpantin modeli elde edilmiştir.



Şekil 3.4 : Serpantin kontrol hücrelerinin şematik gösterimi

Serpantin aşağıdaki kabuller altında modellenmiştir:

1. Serpantin dış ortamdan tamamen yalıtılmıştır.
2. Hava akışı tek yönlüdür.
3. Serpantin üzerindeki hava hızı serpantin yüzeyi boyunca değişmez.
4. Bir kontrol hücrelerinden diğerine iletimle ısı geçişi yoktur.
5. Bir kontrol hücreleri içerisinde, herhangi bir anda su sıcaklığı, kontrol hücreleri boyunca değişmez.

Soğutma ünitesinden gelen soğutulmuş su ile serpantin kanatları arasından geçen hava arasında bir ısı geçişi gerçekleşir. Hava ile soğutma suyu arasındaki sıcaklık farkından meydana gelen bu ısı geçişi "Duyulur Isı Geçişi"dir. Ayrıca, eğer serpantin yüzey sıcaklığı, havanın çığ noktası sıcaklığından düşük ise, serpantin yüzeyinde bir miktar hava yoğunlaşır ve serpantin yüzeyinde bir sıvı filmi oluşur. Bu

durumda serpantin yüzeyi “ıslak” olarak adlandırılır. Bu yoğuşma sonucunda havanın kütleli nem oranı azalır ve yoğuşma enerjisi kadar bir enerji de havadan çekilmiş olur. Bu ısı geçişi de “Gizli Isı Geçişi” olarak adlandırılır. Serpantin yüzeyinin ıslak olması durumunda, havadan çekilen ısı, duyulur ve gizli ısıların toplamı olacaktır. Hava sıcaklığı, hava çığ noktası sıcaklığına erişinceye kadar yoğuşma meydana gelmez. Bu durumda serpantin yüzeyi kuru olarak adlandırılır ve sadece duyulur ısı geçişi gerçekleşir.

Bu bilgiler ve kabuller altında denge denklemlerini yazarsak;

i) Kuru Hava Süreklilik Denklemi

$$\dot{m}_{gir} = \dot{m}_{çık} = \dot{m} \quad (3.6)$$

ii) Su Buharı Süreklilik Denklemi

$$\frac{dm_{sb}}{dt} = \dot{m}_{sb,gir} - \dot{m}_{sb,çık} + m_{sb,yoğ} \quad (3.7)$$

Kuru Hal ($T_{yüz} > T_{çn}$):

Kuru halde serpantin yüzeyinde yoğuşma meydana gelmeyeceğinden, kütleli nem oranı değişmez. Bu nedenle;

$$\dot{m}_{sb,gir} = \dot{m}_{sb,çık} \Rightarrow W_{ser,gir} = W_{ser} \quad (3.8)$$

olarak yazılabilir.

Islak Hal $T_{yüz} < (T_{çn})$:

Buradan;

$$\frac{dW_{ser}}{dt} = \frac{\dot{m}(W_{ser,gir} - W_{ser})}{V_{ser} \cdot \rho_h} - \frac{m_{sb,yoğ}}{V_{ser} \cdot \rho_h} \quad (3.9)$$

ve

$$m_{sb} = h_{yog} A_{ser,dış} (W_{ser} - W_{dkno}) \quad (3.10)$$

olarak yazılabilir. Yoğuşma kütle geçiş katsayısı Ashrae 2001 Fundamentals kitabında Denklem 3.11’de belirtildiği gibi vermiştir [33].

$$h_{yog} = \frac{h_{dis}}{Cp_h Le} \quad (3.11)$$

Therelkeld' e göre Lewis sayısı (Le) soğutma serpantinleri için Le=1 olarak alınabilir [34].

Doyma Noktasındaki Kütleli Nem Oranının (W_{dkno}) ve Çiğ Noktası Sıcaklığının Bulunması

Ashrae Fundamentals 2001 kitabında 0-200°C arasındaki bir yüzeyde doyma basıncı Hyland–Wexler korelasyonu ile Denklem 3.12'de görüldüğü ifade edilmiştir [33].

$$\ln p_{doy} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T \quad (3.12)$$

Burada:

$$C_1 = -5,8002206e3$$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = -4,8640239e-02$$

$$C_4 = 4,1764768e-05$$

$$C_5 = -1,4452093e-08$$

$$C_6 = 6,5459673$$

olarak verilmektedir.

Kütleli nem oranı, bağıl nem ve doyma basıncına bağlı olarak Denklem 3.13 de görüldüğü gibi yazılabilir.

$$W = 0,62198 \frac{P_{sb}}{P_{atm} - P_{sb}} \quad (3.13)$$

Burada, bağıl nemin havanın kısmi basıncının, doyma basıncına oranına eşit olduğu unutulmamalıdır. Bu eşitlik Denklem 3.14 de belirtilmiştir.

$$P_{sb} = \phi P_{doy} \quad (3.14)$$

Doyma noktasında bağıl nem $\phi=1$ olacağından Denklem 3.15 elde edilir.

$$W_{dkno} = 0,62198 \frac{P_{doy}}{P_{atm} - P_{doy}} \quad (3.15)$$

Peppers, çiğ noktası sıcaklığı için Denklem 3.16'da belirtilen korelasyonu önermiştir.

$$T_{\zeta n} = C_7 + C_8 \alpha + C_9 \alpha^2 + C_{10} \alpha^3 + C_{11} (p_{sb})^{0,1984} \quad (3.16)$$

Burada;

$\alpha = \ln p_{sb}$ (Burada p_{sb} birimi kPa olarak alınacaktır.)

$C_7 = 6,54$

$C_8 = 14,526$

$C_9 = 0,7389$

$C_{10} = 0,09486$

$C_{11} = 0,4569$

olarak verilmektedir.

Denklem 3.16 da belirtilen su buharı kısmi basıncı p_{sb} 'nin hesaplanabilmesi için bağıl nemin bilinmesi gereklidir. Bağıl nemin hesaplanması için, Denklem 3.13 ve 3.14 kullanılarak Denklem 3.17 elde edilir.

$$\phi = \frac{W_{ser} P_{atm}}{(0,62198 + W_{ser}) P_{doy}} \quad (3.17)$$

iii. Soğutma Suyu için Enerji Dengesi Denklemi

Soğutma suyu için enerji dengesi, Denklem 3.18'de belirtildiği gibidir.

$$\frac{dE_{su}}{dt} = \dot{m}_{su} h_{su, gir} - \dot{m}_{su} h_{su} + Q_{taş, iç} \quad (3.18)$$

Sudan ısı taşınımı ile çekilen enerji miktarı;

$$Q_{taş, iç} = ht_{ser, iç} A_{ser, iç} (T_{yüz} - T_{su}) \quad (3.19)$$

olarak yazılabileceğinden, Denklem 3.20 elde edilir.

$$\frac{dT_{su}}{dt} = \frac{\dot{m}_s (T_{su,gir} - T_{su})}{m_{su}} + \frac{ht_{ser,iç} A_{ser,iç} (T_{yüz} - T_{su})}{m_{su} c_{p,su}} \quad (3.20)$$

iii. Boru Yüzeyi için Enerji Dengesi Denklemi

Boru yüzeyi için enerji dengesi, Denklem 3.21'de belirtildiği gibidir.

$$\frac{dE_{yüz}}{dt} = Q_{taş,dış} - Q_{taş,iç} \quad (3.21)$$

Boru dış yüzeyinden havaya, taşınım ile geçen ısı miktarı

$$Q_{taş,dış} = ht_{ser,dış} A_{ser,dış} \eta_o (T_h - T_{yüz}) \quad (3.22)$$

olarak yazılabileceğinden, Denklem 3.23 elde edilir.

$$\frac{dT_{yüz}}{dt} = \frac{ht_{ser,iç} A_{ser,iç} (T_{su} - T_{yüz})}{m_{yüz} c_{p,yüz}} + \frac{ht_{ser,dış} A_{ser,dış} \eta_o (T_h - T_{yüz})}{m_{yüz} c_{p,yüz}} \quad (3.23)$$

Burada $A_{ser,dış}$ olarak belirtilen değer, soğutucu ve nem alıcı serpantin borusuna ait, kanat yüzeyi ve tabandaki çıplak boru yüzeyi toplam alanıdır.

iv. Hava için Enerji Dengesi Denklemi

Kuru Hal ($T_{yüz} > T_{çn}$):

Kuru halde, yoğuşma olmaması nedeniyle, boru yüzeyi ve hava arasında sadece taşınım ile, duyulur ısı geçişi gerçekleşecektir. Kuru hal için enerji dengesi Denklem 3.24'te verilmiştir.

$$\frac{dE_h}{dt} = \dot{m} h_{h,gir} - \dot{m} h_h + Q_{duy} \quad (3.24)$$

Buradan;

$$\frac{dT_h}{dt} = \frac{\dot{m}_h (T_{h,gir} - T_{hava})}{m_h} - \frac{h_{ser,dış} A_{ser,dış} \eta_o (T_h - T_{yüz})}{m_h c_{p,h}} \quad (3.25)$$

olarak yazılabilir.

Islak Hal ($T_{yüz} < T_{çn}$):

Islak halde, duyulur ısı geçişine ek olarak, yoğuşma nedeni ile gizli ısı geçişi de gerçekleşmektedir. Islak hal için enerji dengesi Denklem 3.26'da verilmiştir.

3.1.4 Fan modeli

Fanın bir iklimlendirme sistemindeki görevi, sistemdeki basınç kayıplarını karşılamaktır. O nedenle sistem için uygun fan tasarımı, sistemdeki basınç kayıpları belirlenerek yapılır. Değişken hava debili sistemlerde, genelde salyongoz tipi fan kullanılır.

Fan üzerinden geçen hava, fandaki ve fan motorundaki verimin %100 olmaması nedeni ile ısınır. Havanın sıkıştırılabilir olması ve mükemmel gaz kabulü ile, fanda yapılan işin meydana getirdiği sıcaklık artışının, aynı miktarda işin tamamen ısı enerjisine dönüştürüldüğünde elde edilen sıcaklık artışı ile aynı olacağı düşünülebilir.[35]

Fan modellenmesinde kullanılan kabuller:

1. Sistem adyabatiktir.
2. Fan boyunca nem kazancı veya kaybı yoktur.

Bu kabuller altında, fan üzerinden geçen hava için aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\dot{m}(T_{ser,çık} - T_{z,i,gir})}{V_f \rho_h C_{v,f}} - \frac{\dot{W}_f}{V_f \rho_h C_{v,f}} \quad (3.29)$$

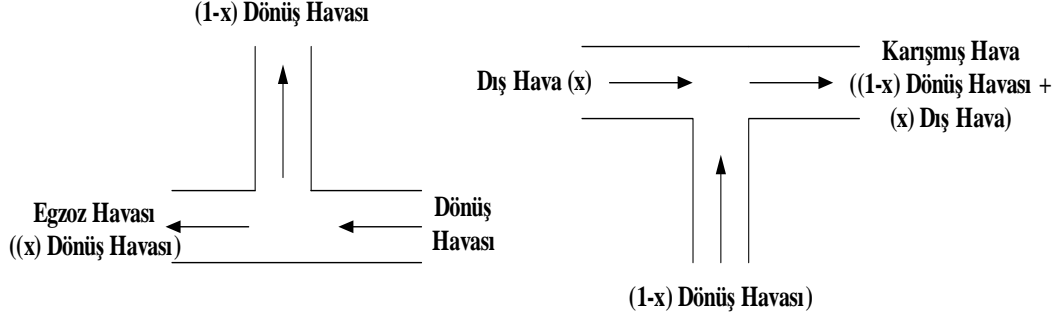
3.1.5 Karışım hücresi modeli

Karışım hücresi, mahalden dönen havanın belli bir miktarıyla, dışarıdan alınan belli orandaki dış havanın karıştırıldığı kanal kısmıdır. Bu kısımda, konfor şartlarının gerektirdiği dış hava miktarı belirlenir.

Karışım hücresinin modellenmesinde yapılan kabuller ise;

1. Sistem adyabatiktir.
2. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Şekil 3.5'te, karışım hücresinin şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 3.6 : Karışım hücresinin şematik gösterimi

Bu kabuller altında karışım havası için aşağıdaki denklemler elde edilir.

Su buharı süreklilik denklemi

$$(1-x)W_{dış} + x.W_{z,dön} = W_{kh} \quad (3.30)$$

Enerji Dengesi Denklemi

$$h_{kh} + W_{kh}h_{kh} = x.h_{z,dön} + x.W_{z,dön}h_{z,dön} + (1-x)h_{dış} + (1-x)W_{dış}h_{dış} \quad (3.31)$$

3.1.6 Yeniden ısıtma terminali modeli

Yeniden ısıtma terminali, mahale giren havanın, insan sağlığına zararlı olabilecek belirli bir sıcaklık altına düşmemesini sağlar. Bu sıcaklık sıcaklık referans değerinin 10-12 °C altında seçilebilir.

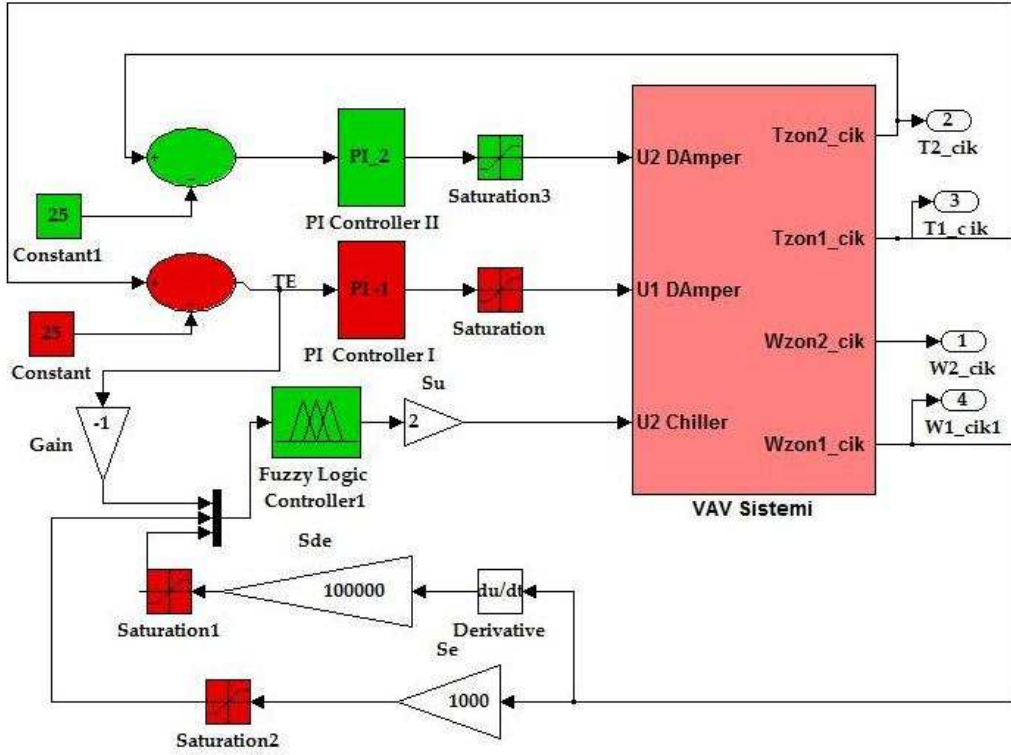
Yeniden Isıtma Terminalinin modellenmesinde, yeniden ısıtma terminalinin adyabatik olduğu kabulü yapılmıştır. Bu kabule dayanarak, yeniden ısıtma terminali gücü için Denklem 3.32 elde edilir.

$$W_I = \dot{m}_h (T_{I,çık} - T_{ser,çık})c_{p,h} \quad (3.32)$$

4. BENZETİM ve UYGULAMA

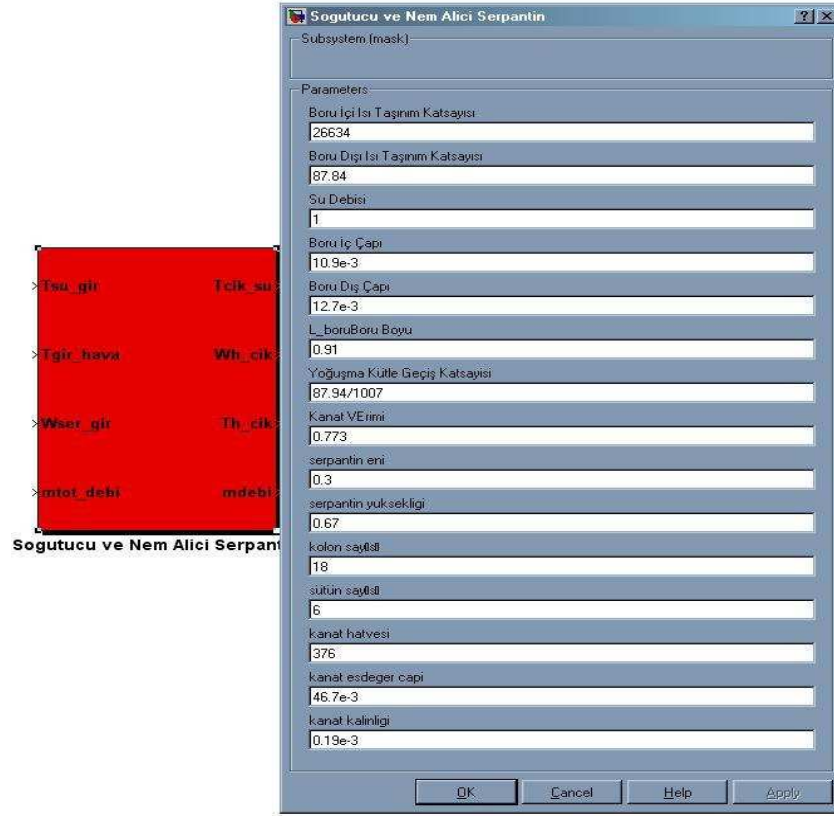
İklimlendirme sistemlerinde modellenme ve benzetiminin önem kazanması ile birlikte çok sayıda paket program yazılmıştır. DOE-2, BLAST, EnergyPlus, Genopt, SPARK, Energy-10 bu programlara örnek verilebilir. Modelleme ve benzetim için paket programlarının kullanımının yanısıra, Matlab/Simulink gibi matematik hesap tabanlı programların da kullanımı iyi bir seçenektir. Ayrıca Matlab/Simulink programı ile, alt sistemlerin giriş ve çıkışlarının birbirleri arasındaki ilişkilerinin hızlı konfigürasyonu için kullanıcı dostu bir ortam yaratılabilir [15].

Bu çalışma kapsamında ele alınan, konut dışı binalar gurubunda yer alan bir ofis binasının, matematik modeli çıkartılan değişken hava debili iklimlendirme sisteminin benzetiminin yapılabilmesi için, sistem bilgisayar ortamına hazırlanan bir program vasıtasıyla aktarılmıştır. Her bir matematik model için Matlab\Simulink programlama diliyle blok diyagramları oluşturulmuş ve bu denklemler alt sistemler olarak kaydedilmiştir. Böylece, değişken hava debili iklimlendirme sistemini oluşturan zonların ve sistem cihazlarının bilgisayar ortamındaki modelleri oluşturulmuştur. Bu modellerin giriş ve çıkış değişkenlerinin birbirleriyle ilişkilendirilmesiyle de, tüm sisteme ait model bilgisayar ortamında elde edilmiştir. Şekil 4.1'de Matlab/Simulink programında kurulan DDS modelinin gösterimi yer almaktadır.



Şekil 4.1 : Değişken debili iklimlendirme sistemi (DDS) Matlab/Simulink modeli

Oluşturulan her bir sistem bileşenine ve zonlara ait modellerin bilgisayar ortamında oluşturulan modelleri oldukça esnekler. İklimlendirme sistemi giriş verileri ve kontrol şartları, her bir iklimlendirme sistemi bileşenine ait bilgisayar modeli üzerinde oluşturulan bir ara yüz üzerinden değiştirilebilir. Çapraz akışlı, dikdörtgen kesit kanatlı, soğutucu ve nem alıcı serpantin için oluşturulan arayüz Şekil 4.2’de örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Matlab/Simulink’te oluşturulan serpantin arayüzü

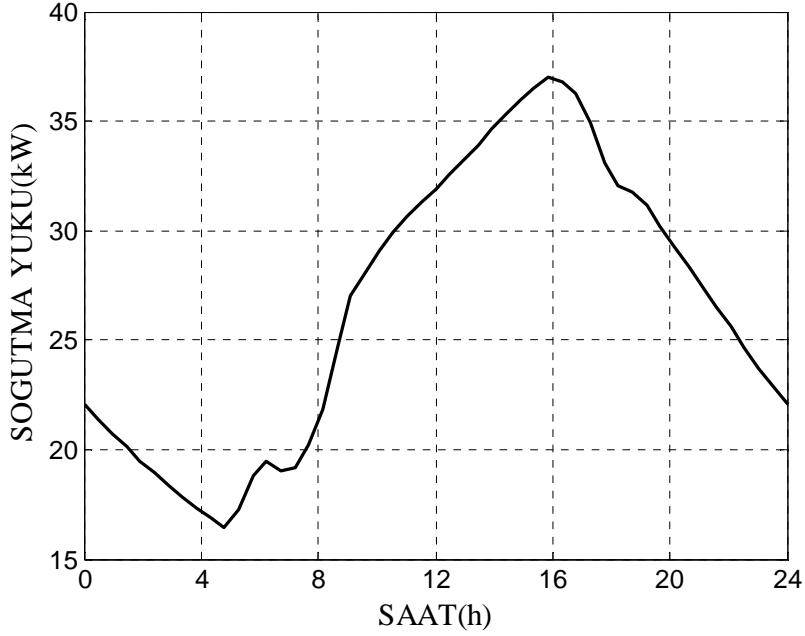
Benzetimi yapılmak üzere, 45 derece Kuzey enleminde (İstanbul ili) bulunan, iç ve dış zon olmak üzere toplam 2 zondan oluşan bir ofis binası seçilmiştir. Belirtilen mahalde 10 kişi çalıştığı kabul edilmiştir. Ofis binasının içerisinde bulunan ekipman listesi Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Mahalde bulunan ekipmanların listesi.

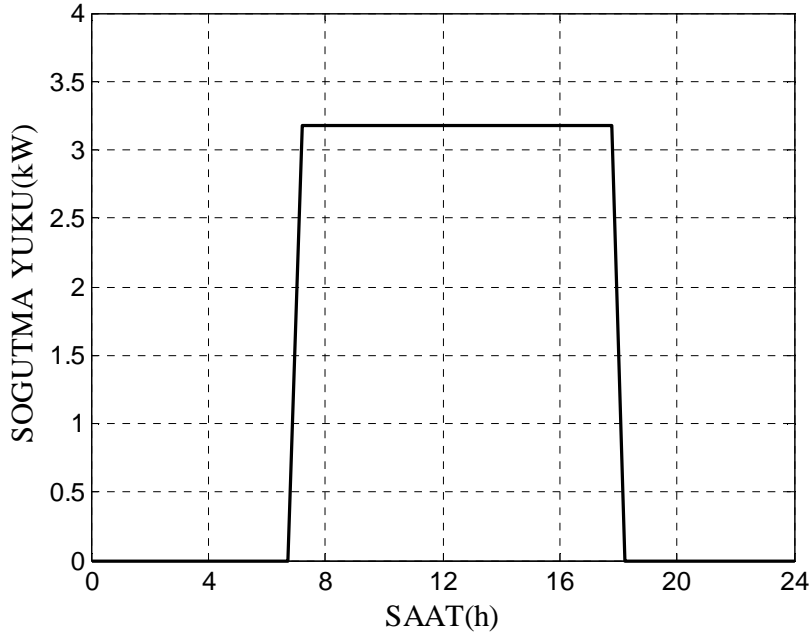
Cihaz Adı	Adedi	Toplam Isı Kazancı [Watt]
Merkezi İşlemci	1	2460
Bilgisayar	7	3500
Optik Okuyucu	3	1000
Yazıcı	7	1500
Fotokopi Makinası	2	500
Kahve Makinası	1	1050 (Duyulur Isı) + 450 (Gizli Isı)
Su Soğutucu	1	700

Konfor şartlarının devamlı olarak sağlanabilmesi için, iklimlendirme sistemleri en kötü hal ilkesine göre tasarlanır. Bu nedenle, bu çalışma kapsamında ele alınan sistemin benzetimi, İstanbul ilinde duyulur ve gizli soğutma yüklerinin en fazla olduğu 21 Temmuz günü dış ortam koşullarına göre yapılmıştır. Mahale ait soğutma yüklerinin zonlara bağlı anlık değerleri, soğutma yüklerinin “Geçiş Fonksiyonu

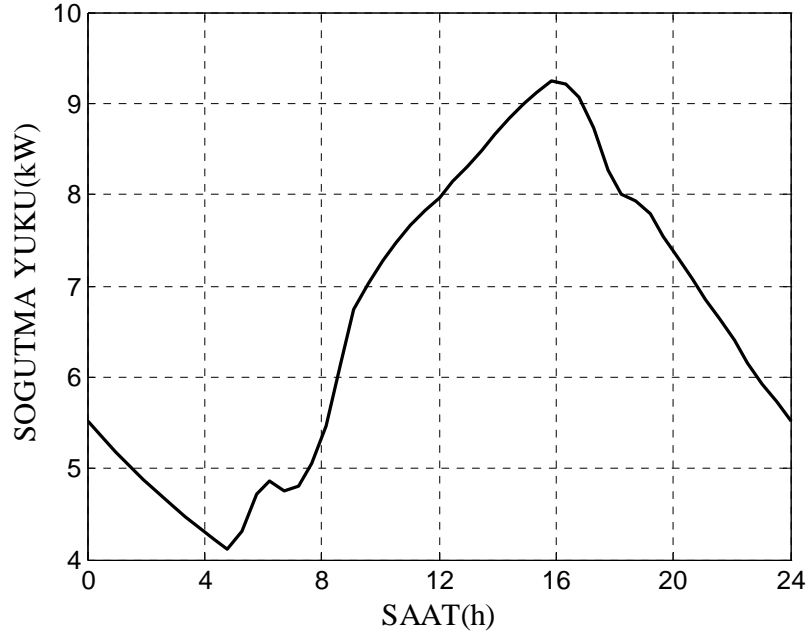
Yöntemi” ile hesaplanmasını sağlayan bilgisayar programından elde edilmiştir [36]. Geçiş fonksiyonu yöntemi ile elde edilen, iç ve dış zona ait duyulur ve gizli soğutma yükleri Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’te verilmiştir.



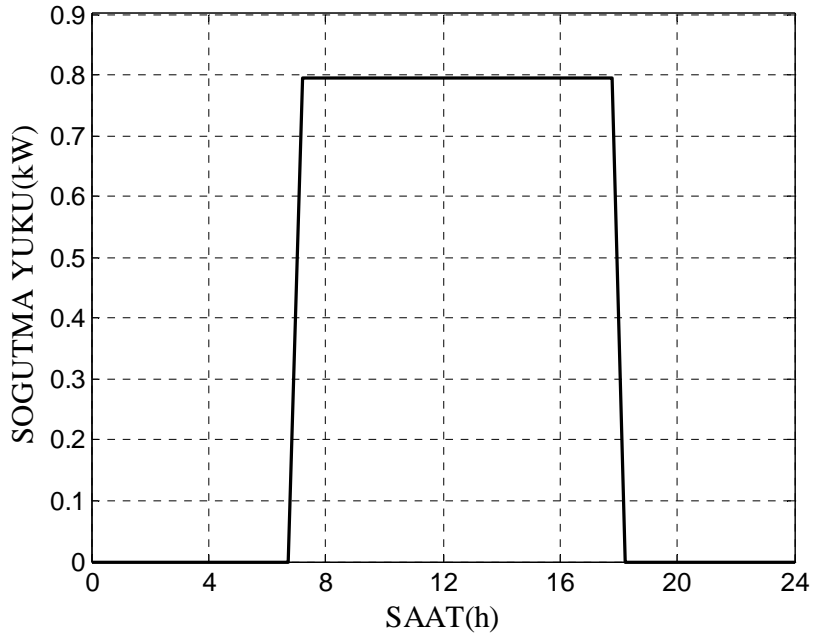
Şekil 4.3 : Dış zon için toplam soğutma yükünün gün içinde dağılımı



Şekil 4.4 : Dış zon için gizli soğutma yükünün gün içinde dağılımı

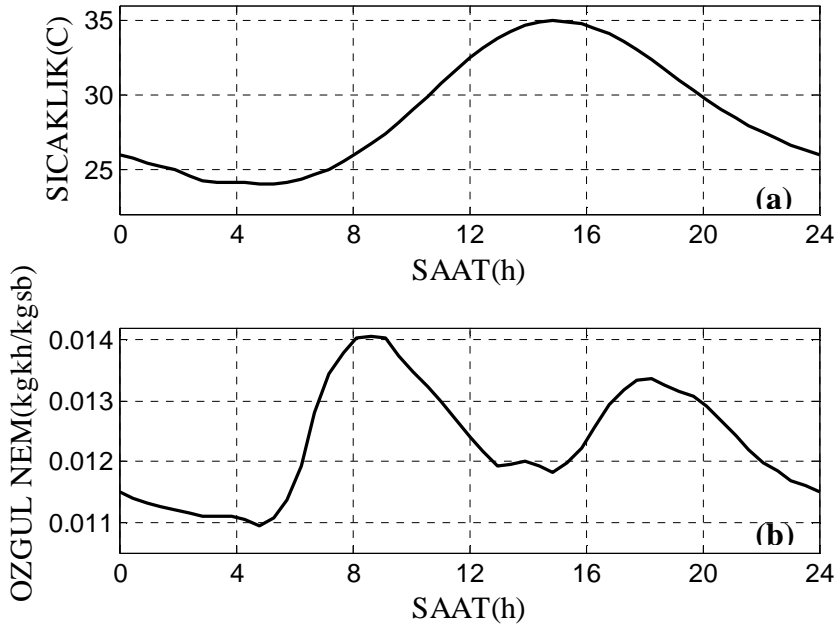


Şekil 4.5 : İç zon için toplam soğutma yükünün gün içinde dağılımı



Şekil 4.6 : İç zon için gizli soğutma yükünün gün içinde dağılımı

Dış hava sıcaklık ve nem değerlerinin gün içinde dağılımı, 21 Temmuz gününe ait meteorolojik verilerden alınmıştır. Benzetim gerçekleştirilen güne ait sıcaklık ve nem değerleri Şekil 4.7 deki gibidir.



Şekil 4.7 : 21 Temmuz dış hava değerleri (a) Sıcaklık (b) Nem

İklimlendirme sisteminden beklenen en önemli özellik, iklimlendirdiği mahalin gerekli konfor şartlarına ulaşabilmesini sağlamasıdır. Günümüzde kullanılan iklimlendirme sistemlerinin çoğunda, konfor kriteri olarak sadece sıcaklık seçilmiş, ve insanların konforunu önemli ölçüde etkileyen nem göz ardı edilmiştir. Bu nedenle, bu çalışma kapsamında ele alınan sistemin sıcaklık kontrolünün yanısıra, mahalin gerekli konfor değerlerin sağlanabilmesi için, mahaldeki havanın nem miktarının da istenen konfor kriterlerine ulaşması amaçlanmıştır.

Ancak her zon için, gün içi soğutma yükleri, dış hava sıcaklık ve nem değerleri yukarıdaki grafiklerden görüldüğü gibi, her saat değişkendir. Bu nedenle sistem dinamik yükler altında çalışmaktadır. Ayrıca, kontrol edilmesi gereken parametreler olan nem ve sıcaklık değerleri, birbirlerinin fonksiyonudur. Bunun anlamı, nem değerinde bir azalma ve artma, sıcaklık değerinde de bir azalma ve ya artmaya neden olacaktır. Bu nedenle, günümüz değişken debili iklimlendirme sistemlerinin çoğunda uygulandığı gibi, sadece PI kontrolör kullanılarak mahale giren havanın debisini değiştirmek suretiyle uygulanacak bir kontrol yöntemi, istenen nem ve sıcaklık konfor şartlarının sağlanması için yeterli olmayacaktır. Bu nedenle, bu çalışma da ele alınan iklimlendirme sisteminde sıcaklık kontrolü, odaya giren hava debisi miktarının, PI kontrol organının zon damperinin açıklık oranını ayarlanması şeklinde yapılacaktır. Bunun yanısıra, mahal nem değerinin bulanık mantık kontrol

organı tarafından, soğutma ünitesine verilen kompresör gücünün ayarlanması vasıtası ile kontrolü amaçlanmıştır.

Konfor açısından, mahalle beslenen havanın sıcaklık değerinin belli bir sıcaklık değerinin üstünde olması gerekir. Mahalle çok düşük sıcaklıkta hava beslenmesinin, insan sağlığına zararlı etkileri vardır. Bu nedenle, mahal girişine yeniden ısıtma terminali konulmuş ve hava sıcaklığının belirli bir değer altına düşmemesi amaçlanmıştır.

Mahalin havalandırılması ise, dış hava ile egzoz havasının karıştırılması ile sağlanır. Karışım aracılığı ile oda sıcaklığında dışarı atılan havanın ısı enerjisinin bir kısmı geri kazanılmaktadır. Değişken debili iklimlendirme sistemleri, bilindiği gibi gerekli konfor şartlarını hava debisini değiştirerek ayarlarlar. Bu, soğutma yüklerinin düşük olduğu zamanlarda, beslenen hava debisinde düşük olmasına neden olur. Diğer zonlara göre daha düşük soğutma yüklerine sahip zonlarda bu oran daha da düşüktür. Böylece sonuç olarak, alınan dış hava miktarı da düşeceğinden, gereken taze hava miktarı ASHRAE standartlarının altına düşebilir [28]. Çözüm olarak DDS değişken dış hava oranlarında çalıştırılabilir [51]. Pan bu yöntemle sorunun çözülebileceğini göstermiştir. Bu yöntemle elde edilen sonuçlara göre sistemin enerji kullanımı da artmıştır [28].

Bilgisayar ortamına aktarılan DDS, 07:00 – 17:30 saatleri arası çalıştırılmıştır. Dış zonun, konfor referans değerleri olarak belirlenen 25 °C sıcaklık ve 0,095 – 0,0105 kg_{sb}/kg_{kh} özgül nem aralığında kontrol edilmesi amaçlanmıştır. İç zon sıcaklığının da 25°C’de tutulması amaçlanmıştır. İç zon için ayrıca bir nem kontrolü uygulanmamıştır. Günün her saati mahale yeterli taze hava sağlanabilmesi için de DDS değişken dış hava oranlarında çalıştırılmıştır. Ayrıca, sistemin ve kontrol sisteminin performansı değişik koşullar altında test edilmiştir.

4.1 Alt Sistemlerin Modellenmesi ve Benzetimi

Bu bölümde, Şekil 4.1’de görülen iklimlendirme sistemini oluşturan tüm alt modellerin benzetimi anlatılmıştır. Tüm alt modellerin Bölüm 3’te yer alan matematik modellerine ait ısı geçişi katsayıları, modellerin çalışma koşulları, başlangıç ve sınır şartları göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır.

4.1.1 Mahal modeli ve benzetimi

Bu çalışma içerisinde ele alınan mahal, 45 derece kuzey enleminde (İstanbul ili) bulunan ve ofis olarak kullanılan bir binadır. Mahalin toplam alanı 100m^2 ($10 \times 10\text{m}$) ve toplam hacmi 365m^3 tür. (Taban alanı: $10\text{m} \times 10\text{m}$, Yükseklik: $3,65\text{m} - 0,65\text{m}$ 'si havalandırma kanallarının geçmesi için asma tavan yüksekliği)

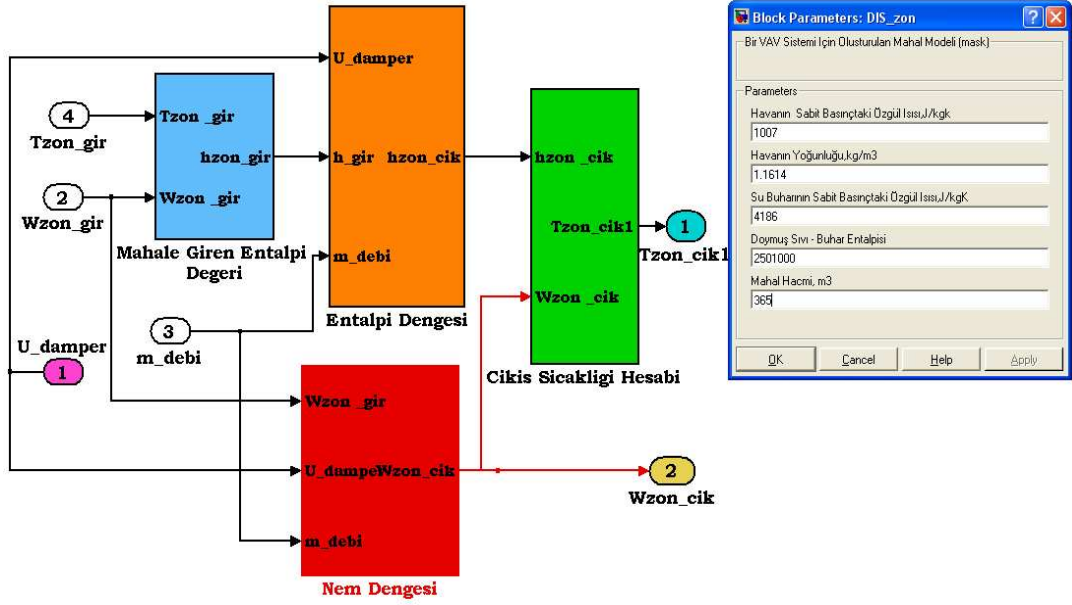
Ele alınan mahal iç zon ve dış zon olmak üzere, iki zondan oluşmaktadır. Dış zon, çalışma ofisleri gibi birincil kullanım alanlarını içerir ve dış ortamla temas halindedir. İç zon ise, çay ocağı, tuvaletler, merdiven boşlukları gibi ikincil kullanım alanlarından oluşmaktadır. Mahalle ait modelde kullanılacak olan ısı katsayılarının belirlenmesi için, mahallin tasarım sıcaklığı belirlenmelidir. Çizelge 3.2'de ASHRAE tarafından belirlenen bazı ticari mahallerin iç ortam tasarım değerleri yer almaktadır.

Çizelge 4.2 : Bazı ticari mahallerin iç ortam yaz tasarım değerleri [53].

Genel Kategori	Özgün Kategori	Tasarım iç sıcaklık değerleri (°C)	Tasarım iç bağıl nem değerleri [%]	Tasarım hava hızı [m/s]	Saatlik Hava Değişimi Oranı
Yemek ve Eğlence Merkezleri	Kafeterya	26	40	0,25	12-15
	Lokanta	23-26	55-60	0,13-0,15	8-12
	Bar	23-26	50-60	0,15	15-20
	Gece Kulübü	23-26	50-60	< 0,13	20-30
	Mutfak	29-31	--	0,15-0,25	12-15
Ofisler		23-26	40-50	0,13-0,23 (4-10 L/ (s.m2))	4-10

Çizelge 3.2'de görüldüğü gibi, ofis olarak kullanılan mahalin ısı katsayılarının ortalama 300K civarında seçilmesi uygun olacaktır. Bu tasarım sıcaklığında havanın yoğunluğu $\rho_h = 1,1614 \text{ kg/m}^3$, suyun sabit hacimdeki özgül ısısı, $c_{su} = 4179 \text{ J/kg K}$ olarak alınabilir.

Model parametrelerinin daha kolay güncelleştirilebilmesi ve bu sayede daha esnek bir model elde edilebilmesi için, mahalle ait parametrelerin ve ısı katsayıları bir arayüz vasıtası ile değiştirilebilmesi amaçlanmıştır. Ele alınan mahalin Bölüm 3.1.1'de çıkarılan matematik modeline ve yukarıda sunulan tüm bu verilere göre Matlab\Simulink programında hazırlanan mahal modeli Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



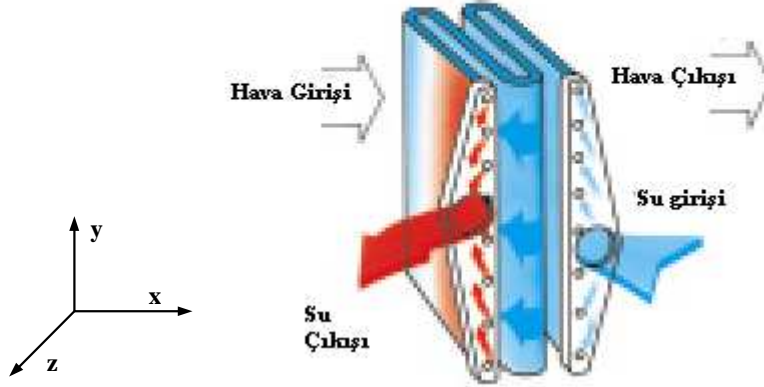
Şekil 4.8 : Matlab/Simulink' te oluşturulan mahal modeli

4.1.2 Soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli ve benzetimi

İklimlendirme sisteminin modellenmesi ve benzetiminin başarısı açısından, soğutucu ve nem alıcı serpantin gerçeğe yakın bir modelinin elde edilmesi çok önemlidir. Ayrıca, sistemin benzetiminin başarılı olması için, sistemin çalışma koşullarına uygun tipte ve kapasitede bir serpantin seçimi yapılmalı ve buna bağlı olarak matematik modeli Bölüm 3.1.2 'de elde edilen serpantin ısı geçişi katsayıları da başlangıç ve sınır koşullarına uygun olarak hesaplanmalıdır.

Seçilen serpantin bu tip uygulamalarda standart olarak kullanılan W- tipi bir serpantindir [37]. Boru malzemesi bakır ve kanat malzemesi alüminyumdur. W – tipi serpantine ait şematik gösterim Şekil 4.9'da görüldüğü gibidir [37]. Belirlenen serpantine ait fiziksel parametreler ise Çizelge 4.3'te belirtilmiştir.

W –Tipi Serpantin



Şekil 4.9 : W - tipi soğutucu ve nem alıcı serpantin

Çizelge 4.3 : Soğutucu ve nem alıcı serpantin fiziksel parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer	Birim
Soğutma suyu debisi	\dot{m}	1	kg/s
Boru iç çapı	D_{ic}	$10,9 \times 10^{-3}$	m
Boru dış çapı	D_{dis}	$12,7 \times 10^{-3}$	m
Boru uzunluğu	L_z	0,91	m
Serpantin eni	L_x	0,3	m
Serpantin yüksekliği	L_y	0,67	m
Yatay serpantin boru sayısı	-	16	-
Serpantin kıvrım sayısı	-	6	-
Kanat hatvesi	-	376	adet/m
Kanat kalınlığı	t_k	$0,19 \times 10^{-3}$	m
Kanat eşdeğer çapı	D_k	$46,7 \times 10^{-3}$	m
Kanat uzunluğu	L_k	17×10^{-3}	
Kanat malzemesi özgül ısı	cp_k	0,902	kJ/kg K
Boru malzemesi özgül ısı	$cp_{vüz}$	0,380	kJ/kg K
Kanat malzemesi ısı iletim katsayısı	k_k	177	W/m K
Boru malzemesi ısı iletim katsayısı	$k_{vüz}$	400	W/m K
Kanat malzemesi yoğunluğu	ρ_k	2702	kg/m ³
Boru malzemesi yoğunluğu	$\rho_{vüz}$	8933	kg/m ³

4.1.2.1 Boru içi ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Boru içi taşınım ile ısı geçişi için Reynolds katsayısının ifadesi aşağıdaki şekildedir.

$$Re = \frac{4\dot{m}_{su}}{\pi D_{iç} \mu_{su}} \quad (4.1)$$

Soğutucu ve nem alıcı serpantine gelen soğutma suyunun sıcaklığı, soğutma ünitesine verilen güce göre gün içinde değişmektedir. Soğutma suyu sıcaklığının gün içerisinde 3 -10°C arasında değişmesi beklenmektedir. Bu nedenle Prandtl sayısı ve vizkosite'nin 280°K'deki değerleri kullanılabilir. Bu nedenle, belirtilen sıcaklıkta $\mu_{su}=1422 \times 10^{-6}$ olarak alınabileceğinden, $\dot{m}_{su}=1\text{kg/s}$ için $Re=82,187 \times 10^{-3}$ olarak hesaplanmıştır.

Bu değer, iç taşımında türbülansın başladığı kritik Reynolds sayısı olan 2300 değerinden büyüktür. Bu nedenle, akış türbülanslıdır. Dittus – Boelter eşitliği, ısı taşınım katsayısının hesaplanması için kullanılabilir.

$$Nu_{iç} = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,4} \quad (4.2)$$

Prandtl sayısının yukarıda belirtildiği gibi 280°K deki değeri $Pr=10,26$ kullanılabilir. Böylece $\dot{m}_{su}=1\text{kg/s}$ için Nusselt sayısı $Nu_{iç}=498,91$ olarak hesaplanır.

Kontrol hacmi boru içi yüzeyine ait ısı taşınım katsayısı Denklem 4.3 kullanılarak hesaplanabilir.

$$ht_{iç} = \frac{Nu_{iç} k_{boru}}{D_{iç}} \quad (4.3)$$

Buradan, $ht_{iç}=26634 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanır.

4.1.2.2 Boru dışı ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Boru dışı taşınım ile ısı geçişi için Reynolds katsayısının ifadesi aşağıdaki şekildedir.

$$Re_{dış} = \frac{\dot{m}_h D_{dış}}{\mu_h A_{yüz}} \quad (4.4)$$

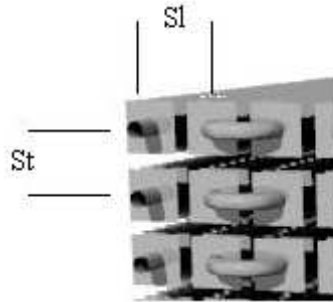
Burada $A_{yüz}$ olarak belirtilen değer, serpantin hava akımına dik olan yüzey alanıdır ve değeri serpantin verilerinden $A_{yüz} = 0,6097m^2$ olarak hesaplanmıştır. Serpantin tasarım sıcaklığı $300^\circ K$ olarak belirlenmiştir. Bu nedenle hesaplamalarda dinamik vizkozite, $\mu_h = 18,4 \times 10^{-6}$, Prandtl sayısı $Pr = 0,707$ ve havanın ısı iletim katsayısı $k_h = 26,3 \times 10^{-3}$ olarak alınabilir. Buradan $\dot{m}_h = 4,5 kg/s$ için $Re_{dış} = 7,743 \times 10^3$ olarak hesaplanır.

Dikdörtgen kanatlı serpantin borusu üzerinden çapraz akışta Gray ve Webb' in amirik bağıntısı kullanılmıştır [38,39]. Gray ve Webb' in bağıntısı,

$$j = 0,14 \left[\frac{\dot{m}_h D_{dış}}{\mu_h A_{yüz}} \right]^{-0,32} \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{-0,502} \left(\frac{D_{dış}}{s} \right)^{0,0312} \quad (4.5)$$

$$h_{dış} = j u_h C p_h Pr^{-2/3}$$

şeklinde dir. Şekil 4.10'daki gösterim kullanılarak $S_t = 0,0506m$ ve $S_l = 0,0366m$ olarak hesaplanır.



Şekil 4.10 : St ve Sl'nin serpantin şekli üzerinde gösterimi

Buradan, $\dot{m}_h = 4,5 kg/s$ için, $j = 0,009852$ ve $h_{dış} = 79,43 W/m^2 K$ olarak bulunmuştur.

4.1.2.3 Kanat etkinliğinin belirlenmesi

Tek bir kanadın ısıl davranışını gösteren kanat verimi η_k yerine, bir kanat dizisi ve üzerine yerleştirildiği ısıl yüzeyin davranışını gösteren toplam yüzey verimi η_o kullanılabilir. Kanat toplam yüzey verimi Denklem 4.6' da belirtilmiştir.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{k,top}}{A_{ser,dış}} (1 - \eta_k) \quad (4.6)$$

Burada, A_k tüm kanat yüzey alanı, η_k ise tek bir kanadın etkinliği anlamındadır. Kanat ucu yalıtılmış ise,

$\eta_k = \frac{\tanh(mL_k)}{mL_k}$ ifadesi kullanılabilir. Bu eşitlikte, $m = (2h_{dış}/k_k t_k)^{1/2}$ ve t_k kanat kalınlığı olmaktadır. Buradan, $m=45,71$ ve $\eta_k=0,837$ bulunur.

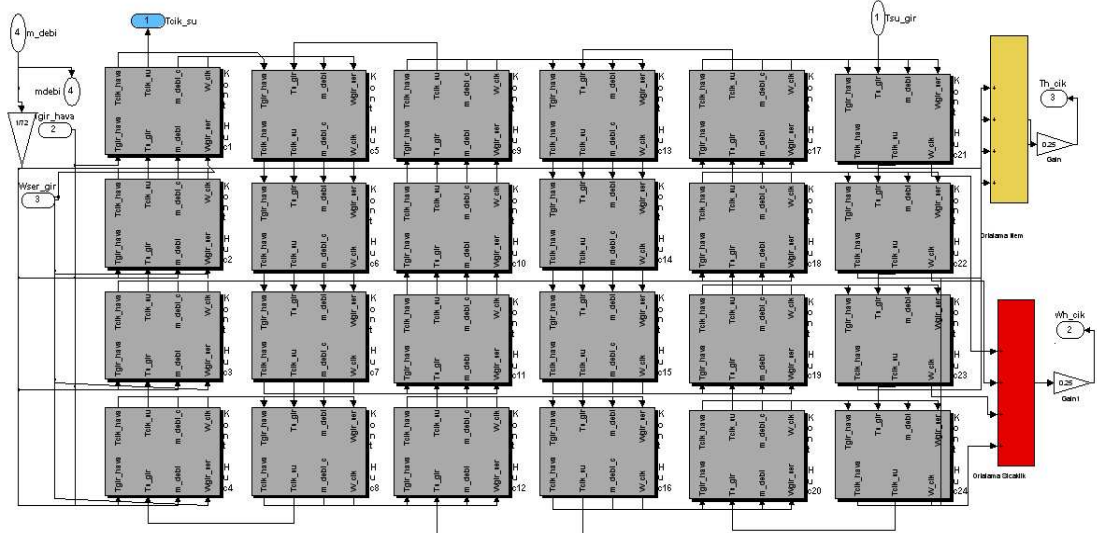
Kontrol hacmi içerisinde toplam kanat yüzey alanı $A_{k,top}$ ve toplam yüzey alanı $A_{ser,dış}$ Denklem 4.7 'de belirtildiği gibi şekilde hesaplanır.

$$A_{k,top} = 2\pi \left[\frac{D_k^2}{4} - \frac{D_{dış}^2}{4} \right] N_k \quad (4.7)$$

$$A_{ser,dış} = A_{k,top} + \pi(L_{boru} - N_k t_k) D_{dış}$$

Buradan, $A_{k,top}=0,298m^2$ ve $A_{ser,dış}=0,30636m^2$ olarak bulunur. Bu değerler, Denklem 4.6'da yerine yazılırsa toplam kanat verimi $\eta_o = 0,773$ olarak hesaplanır.

Matematik modelin ve serpentine ait bulunan ısı geçişi katsayılarının Matlab/Simulink programına aktarılması ile, serpentine ait eş kontrol hücreleri için bilgisayar modeli oluşturulmuş olur. Kontrol hücrelerinin giriş çıkış ilişkileri vasıtası ile birbirleri ile ilişkilendirilmeleri sonucunda da serpentine ait tüm model elde edilmiş olacaktır. Soğutucu ve nem alıcı serpentine ait Matlab/Simulink programında oluşturulan model Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : Matlab/Simulink'te oluşturulan soğutucu ve nem alıcı serpantin modeli

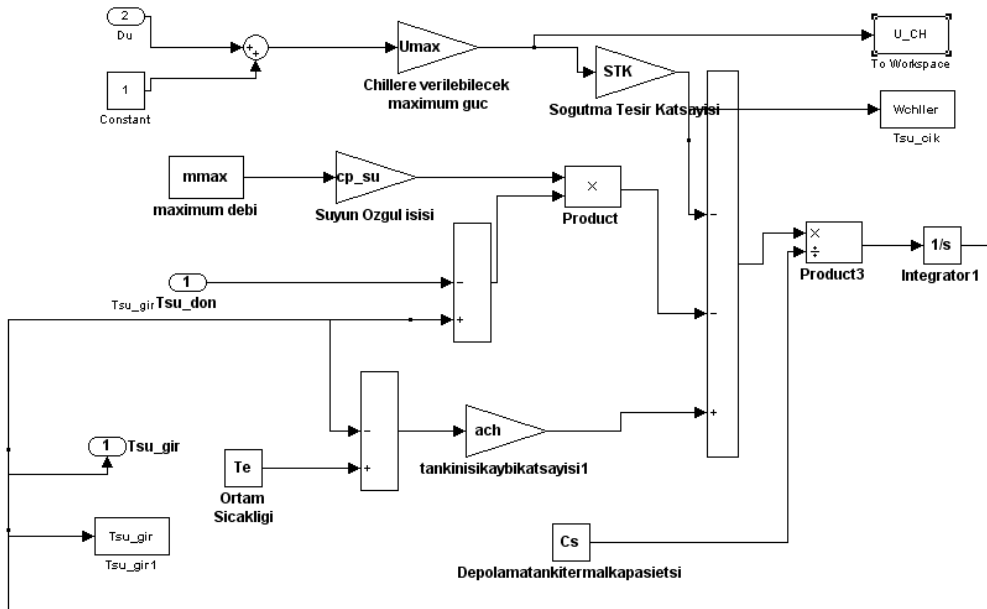
4.1.3 Soğutma ünitesi modeli ve benzetimi

Soğutma Ünitesi depolama tankı için 1x1x0,5 boyutlarında, hacmi 0,5m³ ve yüzey alanı 2,5m² olan bir tank yeterli olacaktır. Depolama tankı tasarım sıcaklığı 290°K olarak seçilmiştir. Belirtilen tasarım sıcaklığına göre suyun özgül ısısı, $c_{p,su} = 4184$ J/kgK ve suyun yoğunluğu $\rho_{su} = 999$ kg/m³ alınabilir. Buradan, depolama tankı ısı kapasitesi C_{ch} aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$C_{ch} = V_{tk} \cdot c_p \cdot \rho_{su} \quad (4.8)$$

Buradan, $C_{ch} = 2092$ kJ/kg olarak bulunur.

Depolama tankının bulunduğu ortam sıcaklığının sabit olduğu kabulü yapılmıştır ve ortam sıcaklığı, $T_{\infty} = 28,3^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır. Depolama tankının ısı kayıp katsayısı ise $a_{ch} = 39,563$ W/°K olarak alınmıştır. Gerçekte STK (Soğutma Tesir Katsayısı), su giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre değişir. Ancak oluşturulan modelde, STK katsayısının sabit olduğu kabulü yapılmıştır ve değeri $STK = 2,5$ olarak alınmıştır. Soğutma ünitesine ait Matlab/Simulink programında oluşturulan model Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



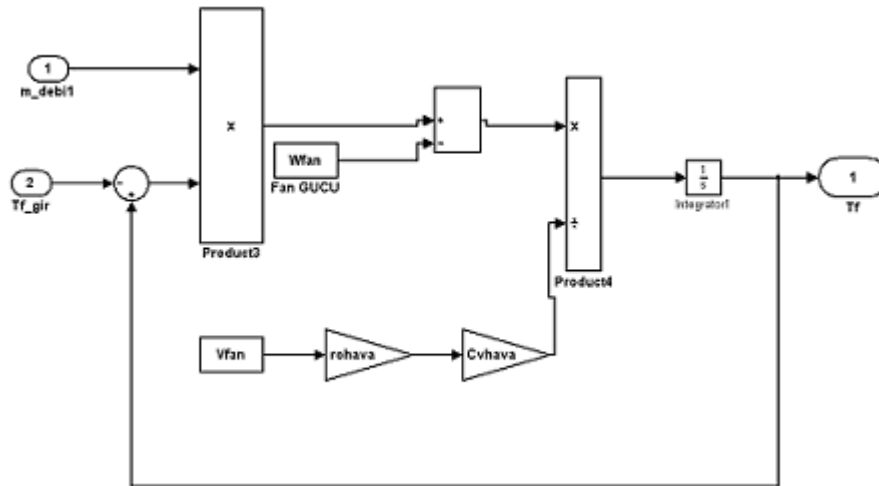
Şekil 4.12 : Matlab/Simulink’te oluşturulan soğutma ünitesi ve depolama tankı modeli

4.1.4 Fan Modeli ve benzetimi

Fan, belirtildiği gibi sistemdeki basınç kayıplarını karşılar ve veriminin %100 olmaması nedeni ile üzerinden geçen havanın ısınmasına neden olur. Sıcaklık artışının hesaplanması, için fan gücünün hesaplanması gereklidir. Fan gücü hesabı Denklem 4.9'da verilmiştir.

$$\dot{W}_f = \frac{\dot{m}_h \Delta P}{\rho_h \eta_f} \quad (4.9)$$

Ele alınan sistemin basınç kaybı $\dot{m}_h=4.5\text{kg/s}$ için $\Delta P=500\text{Pa}$ olarak hesaplanmıştır ve fan verimi $\eta_f=0,7$ olarak kabul edilmiştir. Böylece fan gücü $\dot{W}_f=2.767\text{ kW}$ olarak hesaplanır. Şekil 4.13'te Matlab/Simulink'te oluşturulan fan modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.13 : Matlab/Simulink'te oluşturulan fan modeli

4.1.5 Karışım hücresi modeli ve benzetimi

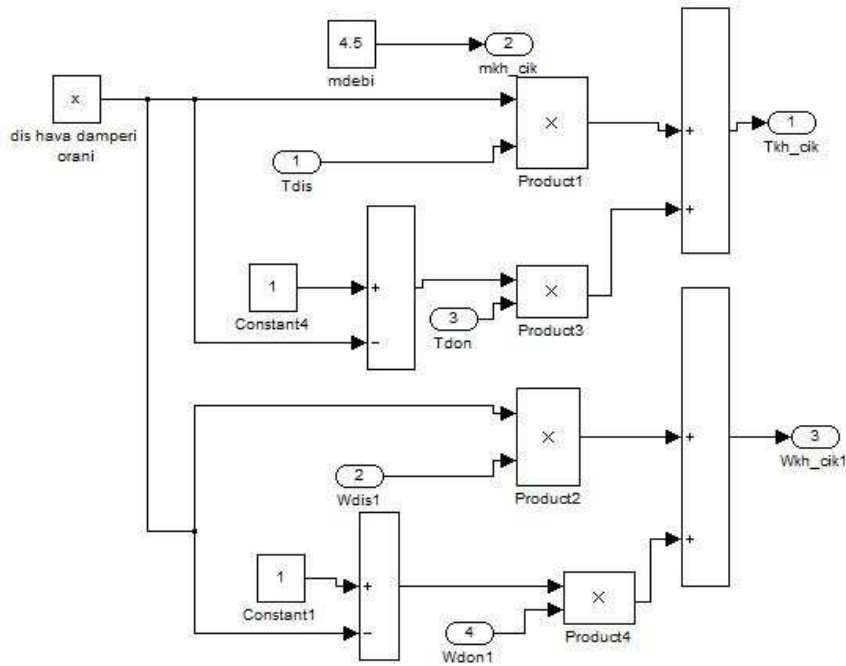
Bilindiği gibi karışım hücresi ile, mahale verilen ısı enerjisinin bir kısmı geri kazanılabilmektedir. Ancak DDS'de değişen yüke bağlı olarak dış hava oranı değiştirilemediğinden, düşük yüklerde yeterli taze hava beslenmesi problem olabilmektedir. Bu da çalışanlar için gerekli taze hava miktarının sağlanamamasına yol açar. Bu nedenle, ele alınan sistemde bu sorunu gidermek için, dış hava damperi açıklığı her saat için değişkendir ve zonlara giren hava debisi miktarı göz önüne alınarak belirlenmiştir. Soğutma yüklerinin düşük olduğu sabah ve akşamüstü, zonlara beslenen hava debisi de düşük olacağından, dış hava oranı da yüksek

olmalıdır. Bu yaklaşım sistem yükünü arttırmasına rağmen, iç hava kalitesini de önemli oranda arttıracaktır [54]. Soğutma yüklerinin yüksek olduğu saatlerde ise zonlara beslenen hava debisi miktarı da yüksek olacağından dış hava oranı da düşürülebilir. Böylece, soğutma yüklerinin yüksek olduğu zamanlarda, sistemin aşırı yüklenmesi de önlenmiş olacaktır. Kısacası dış hava oranı, mahale beslenen hava debisi miktarına, dolayısıyla zon damperleri açıklığı oranlarına ters orantılı olarak değişim göstermelidir. Buna bağlı olarak belirlenen dış hava oranı Çizelge 4.4'te gösterilmektedir.

Çizelge 4.4 : Dış hava damperi açıklık oranı

Saat	Dış Hava Oranı	Saat	Dış Hava Oranı
07:00	1	12:30	0.5
07:30	0.9	13:00	0.5
08:00	0.9	13:30	0.5
08:30	0.8	14:00	0.4
09:00	0.8	14:30	0.4
09:30	0.7	15:00	0.4
10:00	0.7	15:30	0.3
10:30	0.7	16:00	0.3
11:00	0.6	16:30	0.4
11:30	0.6	17:00	0.5
12:00	0.6	17:30	0.6

Karışım hücresinin Matlab/Simulink'te oluşturulmuş modeli Şekil 4.14'te gösterilmiştir.

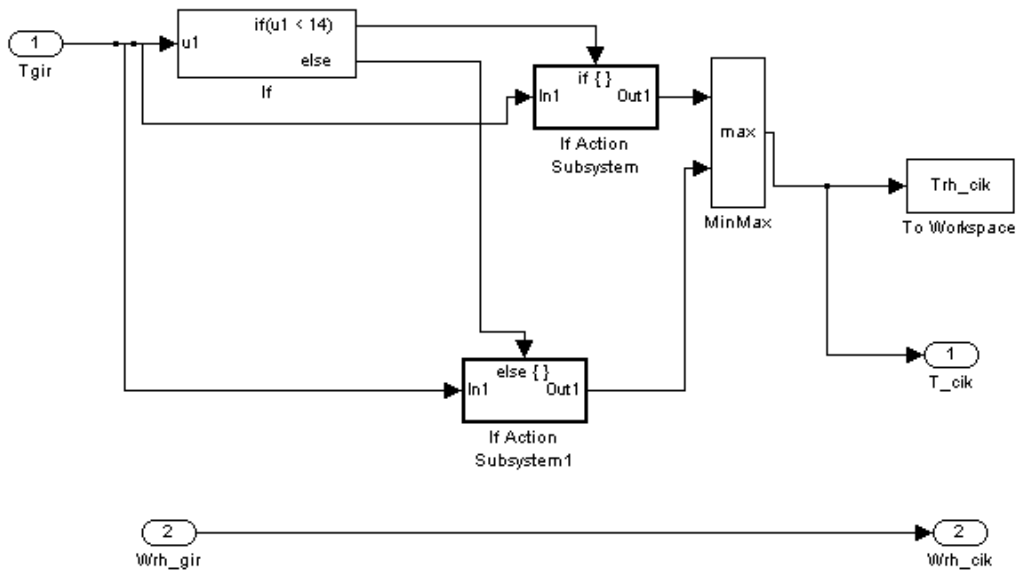


Şekil 4.14 : Matlab/Simulink'te oluşturulan karışım hücresi modeli

4.1.6 Yeniden ısıtma terminali ve benzetimi

Mahale üflenen hava sıcaklığı, mahalde bulunan insanların konforu açısından önemlidir. Mahale üflenen hava sıcaklığının belirli bir değerin altında olması insan sağlığı açısından sakıncalıdır. Mahale üflenen hava sıcaklığı, mahal referans sıcaklığının 10-12 °C altında olabilir. Soğutucu ve nem alıcı serpantinden çıkan havanın düşük olduğu durumlarda, mahal girişinde bulunan yeniden ısıtma terminali vasıtası ile havanın giriş sıcaklığı, istenilen sıcaklığa yükseltilebilir. Ele alınan sistemde, yeniden ısıtma serpantini, mahale giren havanın 14°C'den aşağıya düşmemesini sağlamak için tasarlanmıştır. Hava sıcaklığının 14°C'den yüksek olduğu durumlarda ise yeniden ısıtma terminali devreden çıkacaktır.

Bu çalışma prensibi ile oluşturulan yeniden ısıtma terminalinin Matlab/Simulink modeli Şekil 4.15'te gösterilmiştir.



Şekil 4.15 : Matlab/Simulink'te oluşturulan yeniden ısıtma serpantini modeli

4.2 Değişken Debili İklimlendirme Sisteminin Kontrolü

Bir iklimlendirme sisteminde kontrol sisteminin temel görevi, çalışanlar için gerekli konfor şartlarını sağlamasıdır. İç hava konfor şartlarının insan sağlığının yanısıra, çalışanların verimliliğini de etkilediği bilinmektedir [40].

Günümüz iklimlendirme kontrol sistemlerinin çoğunda PID kontrol kullanılmaktadır. [41,42,43]. PID kontrol sistemleri, kolay uygulanabilir olmaları, ortam koşullarına dayanıklı olmaları, ve düşük maliyetli olmaları nedeni ile tercih edilmektedirler.

Ancak, iklimlendirme sistemlerinin zamana bağılı ve doğrusal olmayan karakteristiği nedeni ve özellikle de soğutma yüklerinin zamana bağılı bozucu etkileri nedeni ile, klasik kontrol sistemlerinin ve kontrol organlarının performansları kısıtlıdır [16]. Ayrıca, enerji verimliliği açısından da tatmin edice sonuçlar verememektedirler [44]. Bunun nedeni, klasik kontrol sistemlerinde genelde amaçlananın, enerji verimliliğini önemsemeden, çıkış değerlerini istenen değerlere getirmek olmasıdır [44]. Bu nedenle, iklimlendirme sistemlerinin kontrolünde akıllı kontrol sistemleri kullanımına yönelik araştırmalar önem kazanmıştır [16].

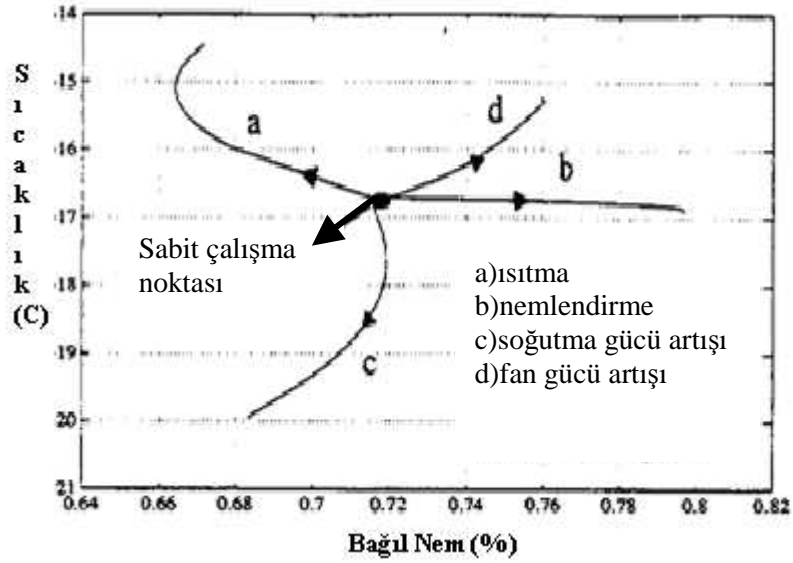
Çalışanların konforu açısından, içerisinde bulunulan ortamın sıcaklık değeri kadar nem değeri de önemlidir. Ancak günümüz iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kontrol sistemlerin geneli, sistemin duyulur soğutma yüklerini karşılayarak mahali istenilen sıcaklık değerine ulaştırmaya çalışır. Fakat bu yaklaşım ile kontrol sistemi gizli ısı yüklerini de karşılayamadığı için mahalin nem miktarı yüksek bir değere ulaşabilir [32]. Bu, insanların konforunu negatif yönde etkileyeceği gibi, patojenik ve alerjik mikro organizmaların da üremesi için yeterli bir ortam oluşmasına neden olabilir [32]. Ayrıca, mobilyalardan ve bina malzemesinden salınan formaldehit miktarı da artacaktır. Bu durum, ortamdaki hava kalitesinin düşmesine neden olur [32]. Nemin yüksek olmasının yanısıra, düşük olmasının da konfor ve üretkenlik açısından zararlı etkileri vardır [45, 46,47,48]. Bu nedenle, mahal nem değerleri için çeşitli konfor standartları oluşturulmuştur.

Japonya’da “Binalarda Sağlık Koşullarının Korunması Yasası [49]” toplam zemin alanı 300m²’yi geçen binalar için yürürlüktedir. Bu yasa, binalarda bağıl nem oranının %40-70 arasında tutulması gerektiğini belirtmektedir. ASHRAE standart 55-92’de [53], 20.5°C özgül nemin 4.5 g/kg olması gerektiğini önermiştir. Bu da %30 bağıl nem oranına karşılık gelmektedir. Bu standart ASHRAE Standard 55-2004’te [50] revize edilmiştir ve konfor için minimum nem oranı belirtilmemiştir. ASHRAE Standard 62-2001 [51] % 30–60 arası bir bağıl nem oranı önermektedir. ASHRAE Standart 55’te, 24°C de, konfor için maksimum bağıl nem oranının %60 olması gerektiği önerilmiştir [50]. Bu da 0,0112 kg_{sb}/kg_{kh} özgül nem oranına karşılık gelmektedir.

Görüldüğü gibi, iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kontrol sistemlerinin konfor için sıcaklığın yanısıra, nemi de kontrol etmeleri gereklidir. Ancak, nem ve sıcaklık

birbirlerinin fonksiyonudurlar. Bu da iklimlendirme sistemini doğrusal olmayan bir sistem haline getirir.

Nem ve sıcaklık arası ilişki Şekil 4.16'da belirtilmiştir. Bilindiği gibi değişken debili iklimlendirme sistemleri, gereken konfor şartlarını mahale giren hava debisi miktarını değiştirerek ayarlarlar. Ancak, nem ve sıcaklık gibi birbirine bağlı iki kontrol parametresini, tek bir kontrol değişkeni ile kontrol etmek mümkün değildir. Bu nedenle sıcaklık ve nem kontrolü için kullanılan kontrol sisteminin çok girişli çok çıkışlı ve doğrusal olmayan sistemler için uygulanabilir olması gereklidir.



Şekil 4.16 : Nem ve sıcaklık arasındaki ilişki [44]

Bulanık mantık kontrol iklimlendirme sistemleri için yukarıda belirtilen şartlara uygun olduğu için, klasik kontrol organlarının yerine kullanılmaya başlanmıştır ve giderek yaygınlaşmaktadır. Ele alınan iklimlendirme sistemi için tasarlanan kontrol sisteminin şeması Şekil 4.17'de gösterilmiştir.

sistemleri tasarlanırken amaç, konfor parametrelerini belirli bir konfor bandında tutarak, harcanan enerjinin azaltılması olmalıdır [15]. Bu nedenle dış zon için konfor referans değerleri olarak 25°C sıcaklık ve 0,095 – 0,0105 kg_{sb}/kg_{kh} özgül nem aralığı belirlenmiştir. İç zon sıcaklığının da 25°C’de tutulması amaçlanmıştır. Daha öncede belirtildiği gibi, ikincil kullanım alanlarından oluşan iç zona ayrıca bir nem kontrolü uygulanmamıştır.

4.2.1 Kontrol sisteminin ayarı

4.2.1.1 PI kontrol organlarının ayarlanması

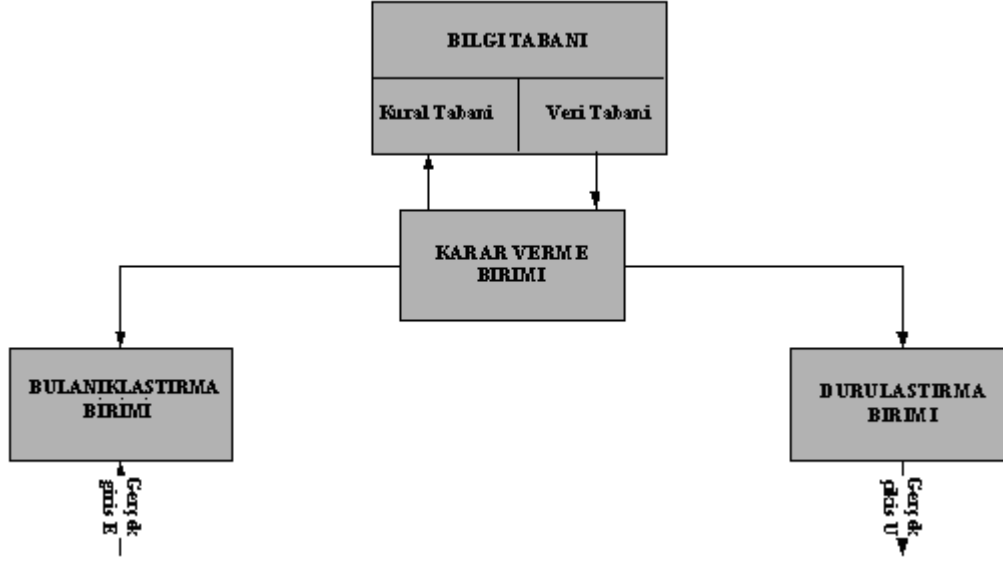
Bu çalışma kapsamında, bilgisayar ortamında, alt modellerin birbirleriyle ilişkilendirilmesi ile oluşturulan iklimlendirme sisteminin tümüne ait bir geçiş fonksiyonu elde edilmeye çalışılmamıştır. Çünkü modellerin karmaşıklığı, modelin içerdiği doğrusal olmayan denklemler ve özellikle soğutucu ve nem alıcı serpantinde kullanılan modelleme tekniği ve iteratif çözümler nedeniyle, geçiş fonksiyonunun elde edilmesi olanaksız hale gelir. Bu nedenle, sistemin köklerinin geometrik yeri, kök-sıfır iptaline dayalı kontrol organı ayar metodları kullanılamamaktadır. Bu nedenle sistemde kullanılan PI tipi kontrol organlarının ayarı deneme yanılma metodu ile yapılmıştır. Bulunan kontrol katsayıları aşağıdaki şekildedir.

PI Kontrolör I	PI Kontrolör II
K _p =3	K _p =1
K _i =0.004	K _i =0.02

4.2.1.2 PD tipi bulanık mantık kontrol organının ayarlanması

Bulanık mantık kontrol sistemi Şekil 4.18’de görüldüğü gibi dört temel bölümden oluşur. Bunlar:

- Bulanıklaştırma Birimi
- Bilgi Tabanı
- Karar Verme Birimi
- Durulaştırma Birimi’dir.



Şekil 4.18 : Bulanık mantık kontrol sisteminin şematik gösterimi [52].

Bulandırma birimi, sistemden alınan denetim giriş bilgilerini, tanımlı kümeler ve ya dilsel değerlerle eşleştirilmesi ile gerçekleştirilir. Sistemin verimli çalışmasını sağlamak amacıyla değişik şekillerde (çan eğrisi, üçgen, yamuk vs) bulanık kümeler seçilebilir. Bu işlemde ayrıca giriş değeri tanımlı olduğu kümenin aralığında ifade edilebilmesi için bir sayıyla çarpılır ve bu sayıya ölçeklendirme faktörü adı verilir.

Bilgi tabanı, veri tabanı ve kural tabanı olarak ikiye ayrılabilir. Veri tabanı bulanık kümeler kullanarak giriş ve çıkış değişkenlerinin tanımlanmasını içerir. Kural tabanı ise bulanık “Eğer-O Halde” cümlelerinin tamamını içerir. Denetim amaçlarına uygun denetim kuralları burada bulunur.

Karar verme birimi kontrol organının temelini oluşturur. Bu kısım, bulanık mantık kontrol organının insan karar verme mekanizmasını taklit ettiği kısımdır ve kural tabanında belirlenen kurallardan bir bulanık çıkarım yapılır. Min-Max, Max-Dot, Takagi-Sugeno bulanık mantık kontrolörlerde kullanılan bulanık çıkarım yöntemlerinden bazılarıdır.

Durulama işlemi ise bulandırma işleminin tersidir. Karar verme sonucu ortaya çıkan bulanık bilginin gerçek sistemde kullanılabilmesi için sayısal değerlere çevrilmesini sağlar. Durulama işleminde değişik yöntemler kullanılmaktadır. En çok kullanılan yöntemler:

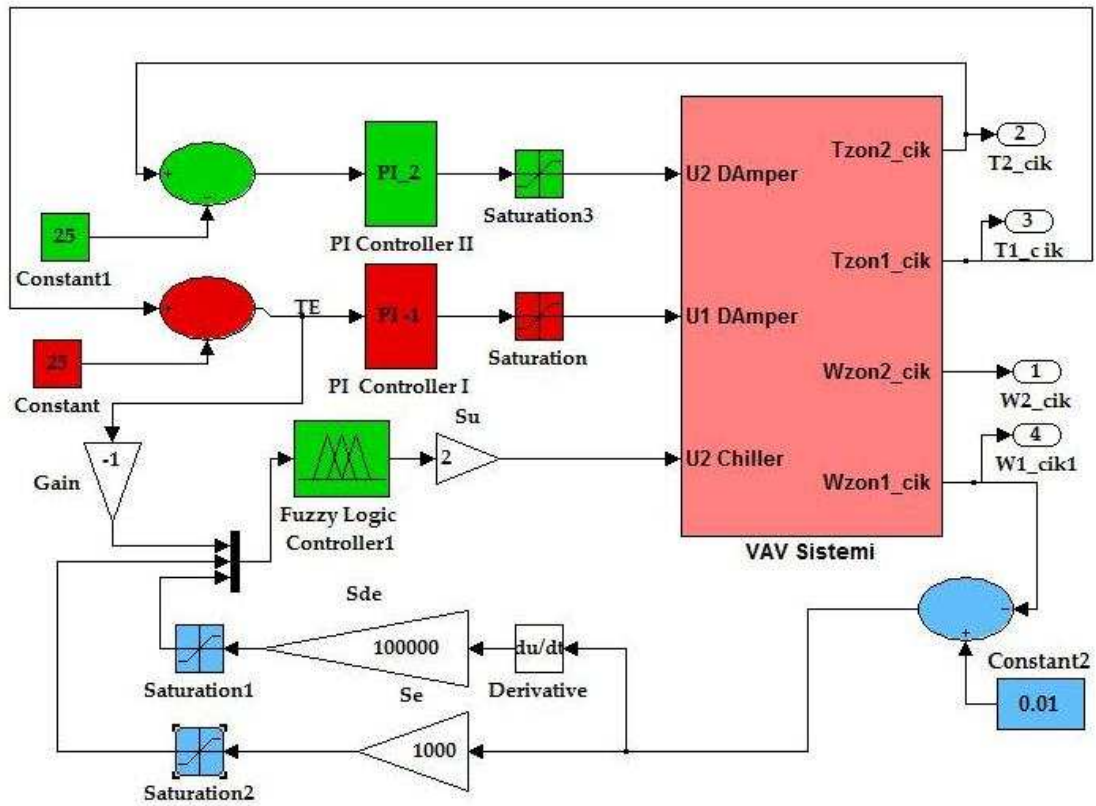
- Maksimum üyelik yöntemi
- Ağırlık merkezi yöntemi

- Ağırlık ortalaması yöntemi
- Mean-max üyelik yöntemi

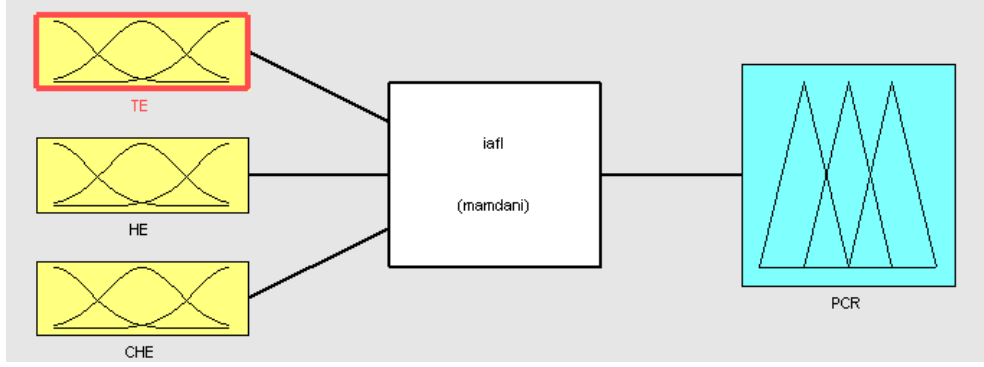
Bulanık kontrol organlarının ayarlanmasında deneme yanılma metodları da sıkça kullanılmaktadır. Deneme yanılma metodları uzman bilgileri ve gözlem sonucu oluşturulmuş bulanık kontrol organı parametrelerinin denenmesidir. Parametreler kontrol sistemi istenilen performansı gösterinceye kadar değiştirilir. Bu parametreler:

- Üyelik fonksiyonları
- Bulanık kurallar
- Ölçeklendirme faktörleridir.

Bulanık mantık kontrol organının tasarımı ve ayarlanması için Şekil 4.19'da verilen kontrol sistemi Matlab/Simulink programında oluşturulmuştur ve Matlab/Fuzzy Logic Toolbox kullanılarak parametreleri tanımlanmıştır. Matlab/Simulink'te oluşturulan kontrol sistemi Şekil 4.19'da ve bulanık mantık kontrol organı genel görünümü Şekil 4.20'de verilmektedir.

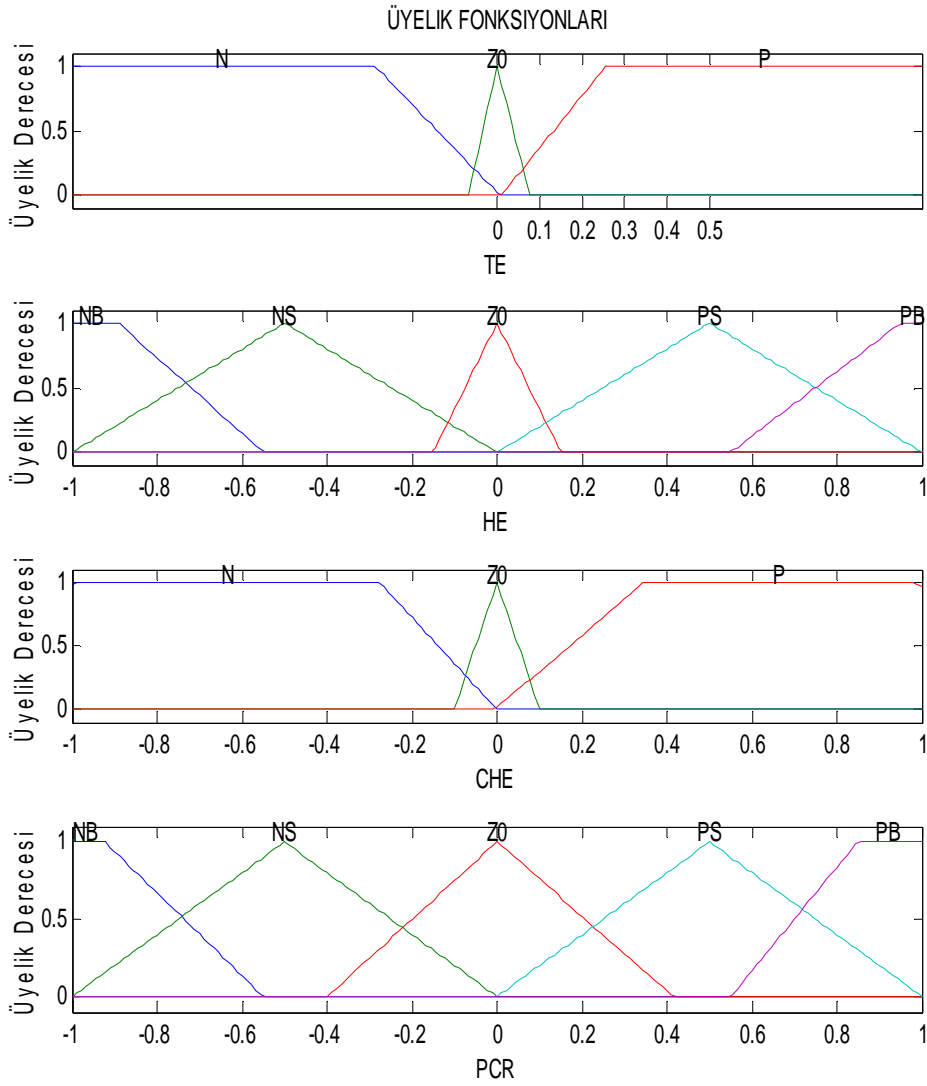


Şekil 4.19 : Matlab/Simulink'te oluşturulan kontrol sistemi



Şekil 4.20 : Bulanık mantık kontrol organının genel görünümü

Fuzzy Logic Toolbox kullanılarak oluşturulan, bulanık mantık kontrol organı üyelik fonksiyonları Şekil 4.21’de gösterilmiştir.



Şekil 4.21 : Bulanık mantık üyelik fonksiyonları

Üyelik fonksiyonlarının değişkenleri aşağıdaki şekildedir:

TE: Sıcaklık Hatası (Temperature Error)

HE: Nem Hatası (Humidity Error)

CHE: Nem Hatasının Değişimi (Change in Humidity Error)

PCR: Soğutma Ünitesi Kompresör Gücünün Değişimi (Change in Compressor Power)

Çizelge 4.5'te bulanık mantık kontrolör için kural tablosu verilmiştir. Kural yüzeyi de EK A.1'de gösterilmiştir. Kuralları açıklamak için bir kaç örnek verilebilir. Örneğin:

“EĞER TE=Zero, HE=PS ve CHE=Z ise O HALDE PCR=NS”

Eğer mahal sıcaklığı referans değerinde, mahal nem değeri referans noktasının biraz altında ve nem hatası değişmiyor ise kontrolör soğutma ünitesi kompresör gücünü biraz azaltarak soğutma suyunun sıcaklığının bir önceki zamana göre azalmasını sağlayacak, böylece serpantinden çıkan havanın nem oranı da bir önceki zamana göre artacaktır.

“EĞER TE=Positif, HE=NS ve CHE=P ise O HALDE PCR=PS”

Eğer mahal sıcaklık değeri referans değerinin altında, mahal nem değeri referans noktasının biraz üzerinde ve nem hatasının değişimi pozitif ise ise kontrolör soğutma ünitesi kompresör gücünü biraz arttırarak soğutma suyunun sıcaklığının bir önceki zamana göre artmasını sağlayacak, böylece serpantinden çıkan havanın sıcaklığı da düşecektir.

Çizelge 4.5 : Bulanık mantık kural çizelgesi

		HE				
PCR (TE=Zero)	NB	NS	Z	PS	PB	
CHE	N	PS	Z	NS	NB	NB
	Z	PB	PS	Z	NS	NB
	P	PB	PB	PS	Z	NS

		HE				
PCR (TE=Positif)	NB	NS	Z	PS	PB	
CHE	N	Z	NS	NB	NB	NB
	Z	PS	Z	NS	NB	NB
	P	PB	PS	Z	NS	NB

		HE				
PCR (TE=Negatif)	NB	NS	Z	PS	PB	
CHE	N	PB	PS	Z	NS	NB
	Z	PB	PB	PS	Z	NS
	P	PB	PB	PB	PS	Z

Şekil 4.21’de görüldüğü gibi, üyelik fonksiyonları [1, -1] aralığında değişmektedir. Ölçeklendirme faktörleri sıcaklık hatasını, nem hatası ve nem hatasının değişimini ölçeklendirerek üyelik fonksiyonlarında tanımlanabilir duruma getirmelidirler. Parametrelerin bulanık olarak doğru tanımlanabilmesi için, ölçeklendirme faktörlerinin değişken değişim aralığı göz önünde bulundurularak doğru seçilmesi ve ayarlanması gereklidir.

Matlab/Simulink’te oluşturulan kontrol sistemi, deneme yanılma metodu ile ölçeklendirme faktörlerinin ayarlanması, oluşturulan üyelik fonksiyonlarının ve kuralların denenmesi, optimizasyonu, genel olarak tüm kontrol sisteminin performansının sistem çıkışları irdelenerek incelenmesi ve optimizasyonu için 300 saniye (5 dakika) zaman adımında, ve günün çalışma saatleri olan 07.00 ve 17.30 saatleri arasında çalıştırılmıştır. Matlab/Simulink programında çözüm metodu olarak ODE 23t seçilmiştir. Sonuç olarak ölçeklendirme faktörleri aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

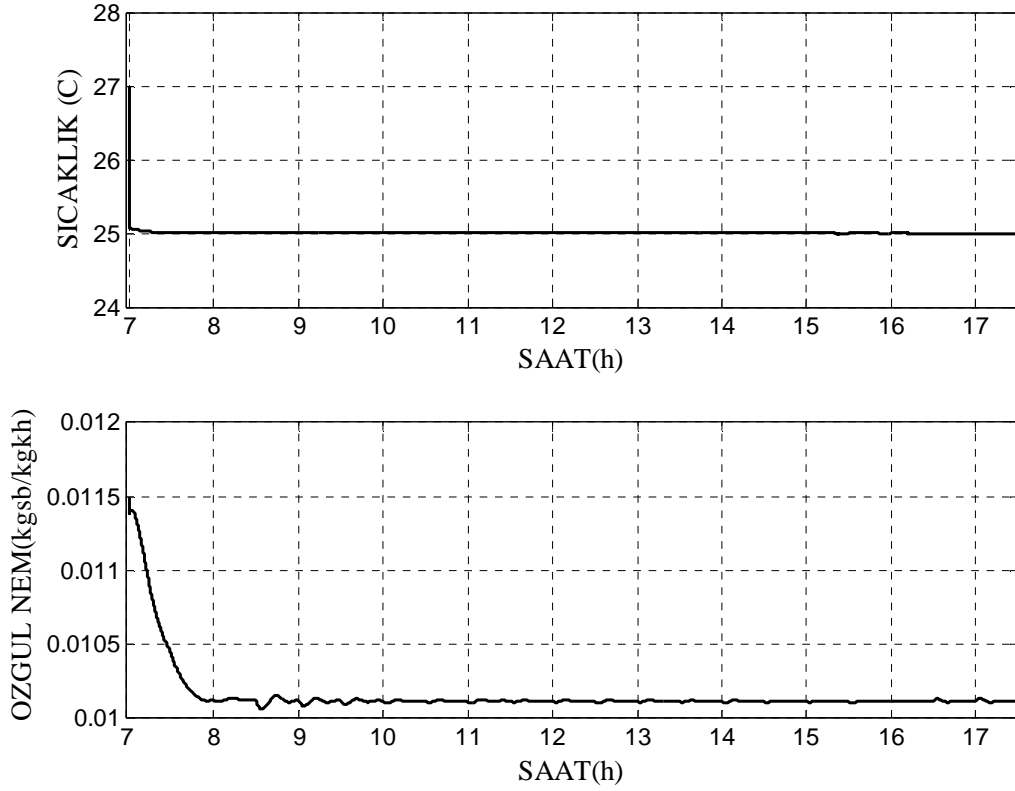
Sıcaklık hatası ölçeklendirme katsayısı (Ste)=1

Nem hatası ölçeklendirme katsayısı (Se)=1000

Nem hatası değişimi ölçeklendirme katsayısı (Sde)=100000

Bulanık kontrolör çıkışı ölçeklendirme katsayısı (Su)=2

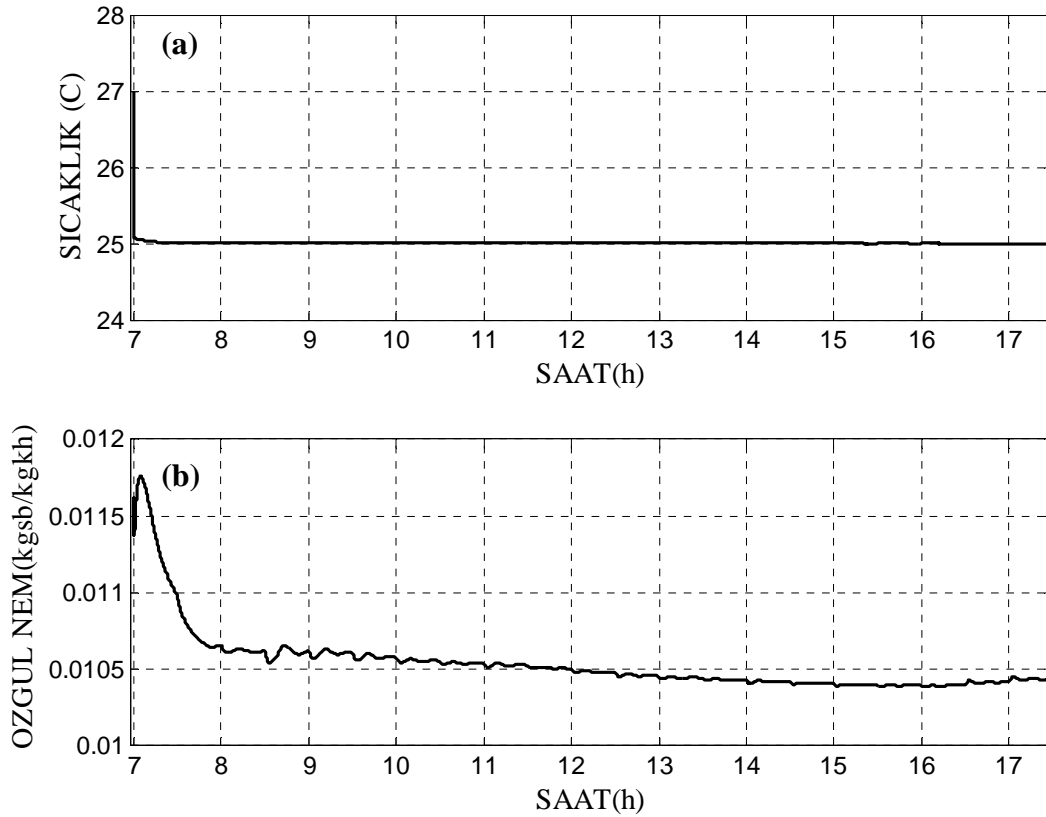
Ayarlanan ölçeklendirme faktörleri ve optimize edilen diğer kontrol sistemi ile birlikte, dış ve iç zon için bulunan sıcaklık ve nem değerlerinin gün içerisinde dağılımı Şekil 4.22 ve 4.23'te verilmiştir.



Şekil 4.22 : Benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem

Daha önce de belirtildiği gibi, dış zonun 25°C sıcaklık ve 0,095 – 0,0105 kg_{sb}/kg_{kh} özgül nem aralığında kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi dış zon istenilen referans değerlerine ulaşmıştır. Sıcak kontrolü performansı incelendiğinde, sistemin 25°C sıcaklığa 600 saniyede ulaştığı görülmektedir ve zamana bağlı soğutma yüklerine, zamana bağlı dış hava sıcaklık ve nem değerlerine ve dış hava oranına rağmen gün boyu bu değerini korumuştur. Maksimum sıcaklık aşım değeri 24,99°C dır. Nem kontrolü performansı incelendiğinde, sistemin belirlenen nem aralığına 1640 saniyede ulaştığı görülmektedir. 3600 saniyede ise yaklaşık 0,0101 değerinde sabit kalmıştır. Gün boyu ufak salınımlar dışında, sistem maruz kaldığı dinamik yüklere rağmen bu değeri korumaktadır. Sıcaklık ve nem değerleri incelendiğinde, gerek aşım değerinin küçük olması, gerekse amaçlanan referans değerlerine ulaşılması için geçen sürenin kısa olması, gerekse istenilen referans değerlerine ulaşılması için geçen sürenin kısa olması, özellikle de sıcaklık

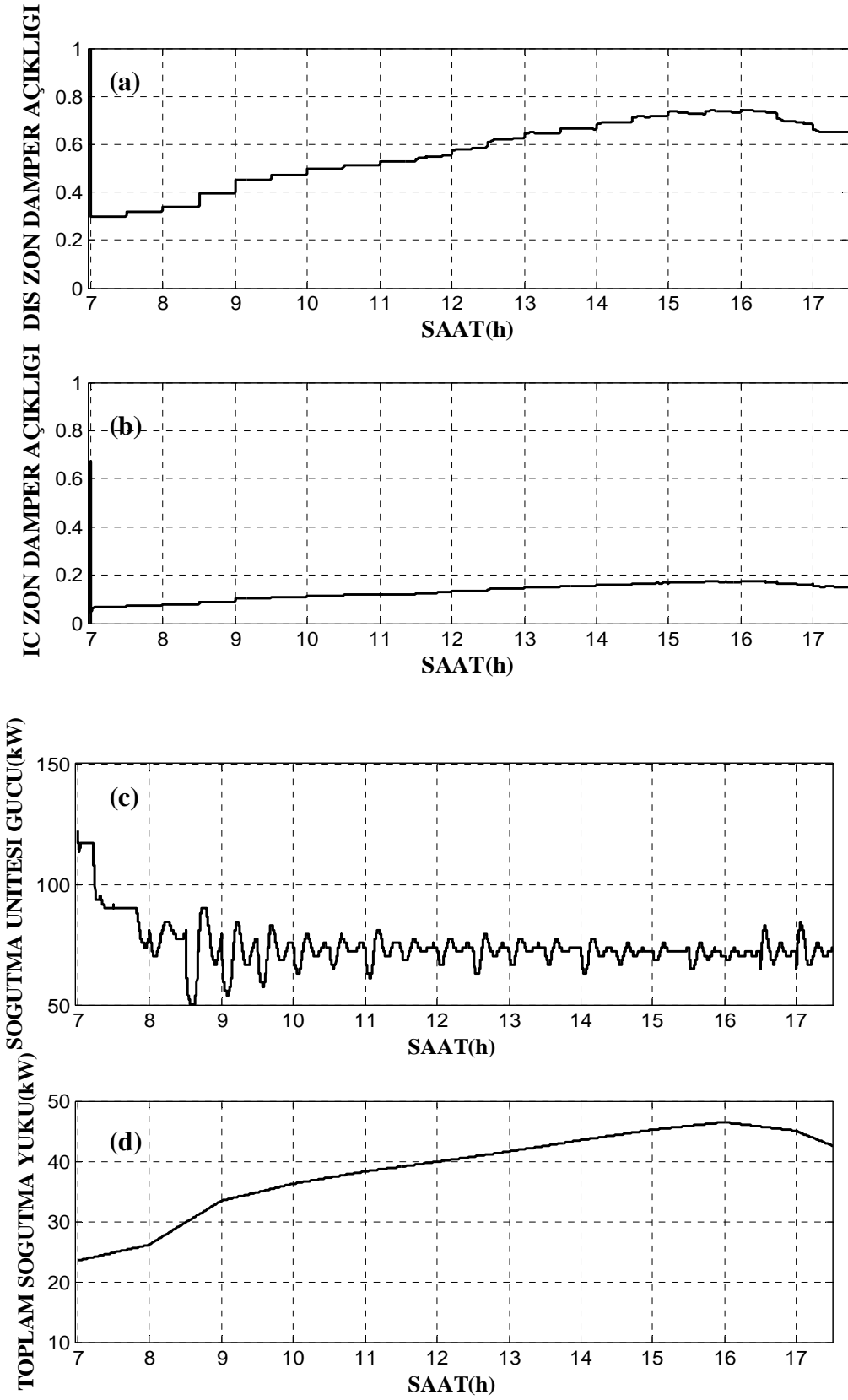
ve nemin birbirlerinin fonksiyonu olduğu göz önüne alınırsa, tasarlanan hibrid PI Tipi ve PD tipi Bulanık Mantık kontrol sisteminin başarılı olduğunu gösterir.



Şekil 4.23 : Benzetim sonuçları: (a) İç zon sıcaklık (b) İç zon nem

İç zon için sıcaklık ve nem değerlerinin gün boyu dağılımı incelendiğinde, sistemin istenilen sıcaklık değeri olan 25°C'ye 460 saniyede ulaştığı görülmektedir ve sıcaklığın gün içerisindeki en düşük değeri de 24,99 °C'dir. Daha önce de belirtildiği gibi iç zon da nem kontrolü uygulanmamıştır. Bu nedenle iç zon nem değerleri gün içerisinde değişkendir ancak bu değerler büyük değişim göstermemektedir. Bunun nedeni iç zon besleme havasının, nem kontrolü yapılan dış zon ile aynı besleme havası olmasıdır. İç ve dış zonun soğutma yükleri eğilimleri gün içerisinde benzer olduğundan, iç zonda nem değerleri de gün içerisinde büyük değişim göstermemektedir.

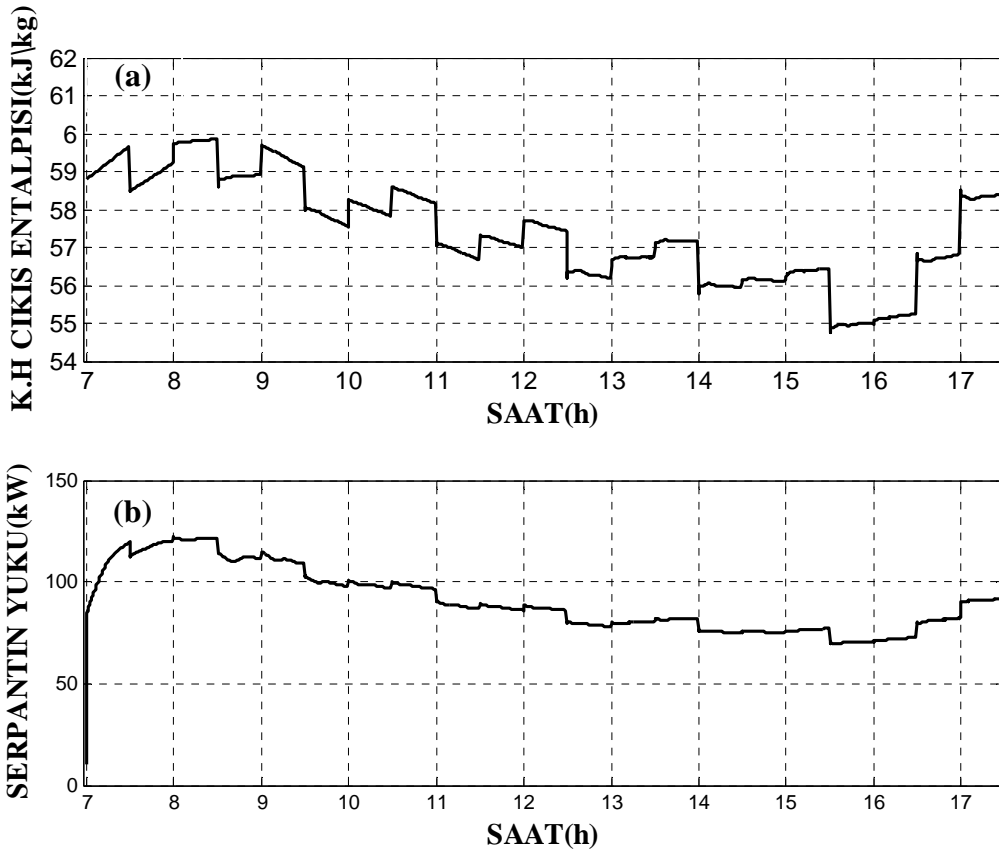
Şekil 4.24'de damper açıklıklarının, soğutma ünitesi gücünün ve toplam soğutma yükünün gün içerisinde dağılımları verilmiştir.



Şekil 4.24 : Benzetim sonuçları: (a) Dış zon damper açıklığı (b) İç zon damper açıklığı (c) Soğutma ünitesi gücü (d) Toplam soğutma yükü

Şekil 4.24'den görüldüğü gibi, dış ve iç zon damper açıklıkları, soğutma yükü eğrisini eğilimindedirler. Bu da gün içerisinde, soğutma yüklerinin arttığı saatlerde zonlara beslenen hava debisi miktarının da arttığını gösterir. Bu DDS'den beklenen bir davranıştır. Ayrıca, sistem nem kontrolünü soğutma ünitesi gücünü değiştirerek gerçekleştirdiği için, soğutma ünitesi gücü eğrisi, toplam soğutma yükü eğrisi ile paralellik göstermemiştir. Kontrol sistemi, soğutma ünitesi kompresör gücünü değiştirmek sureti ile dış zonu amaçlanan nem değeri aralığına getirmeyi başarmıştır.

Şekil 4.25'de Karışım Hücresinden çıkan havanın entalpisi ve serpantin yükünün gün içerisindeki dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 4.25 : Benzetim sonuçları: (a) Karışım havası çıkış (serpantin giriş havası) entalpisi (b) Serpantin yükü

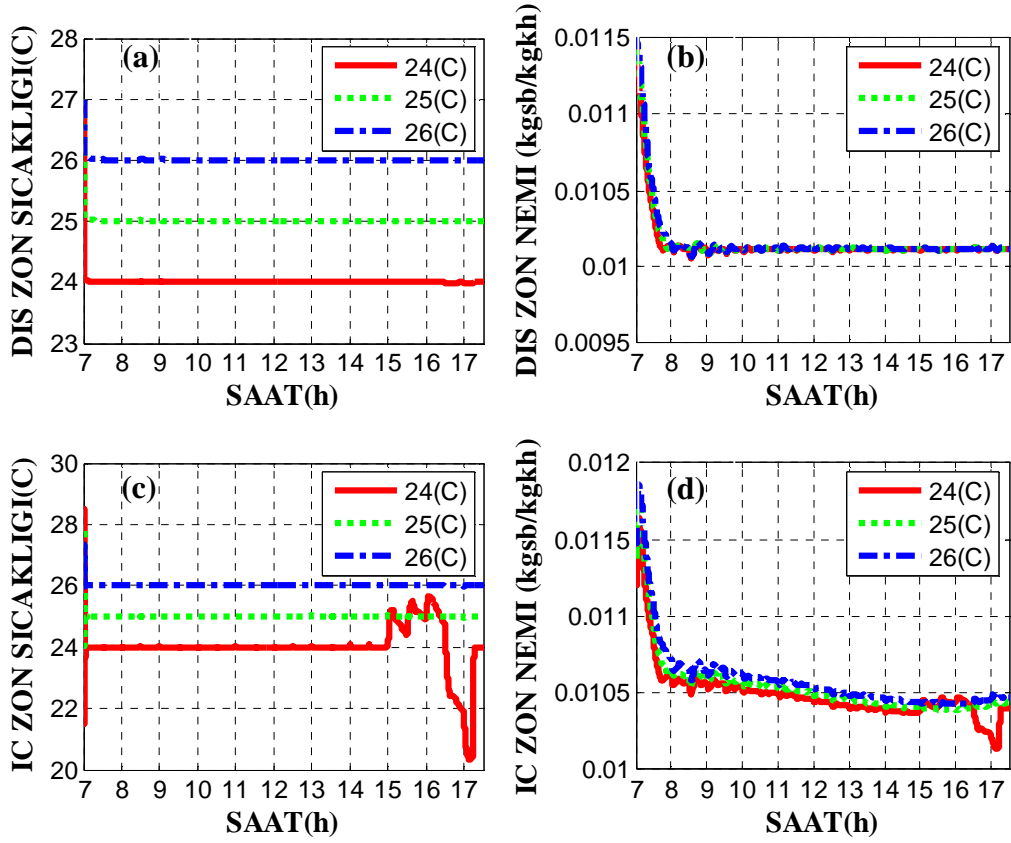
Yukarıdaki grafikten anlaşılacağı gibi, serpantin yükü eğrisi, serpantin giriş havası entalpisi eğrisi ile paralellik göstermektedir. Bunun nedeni şu şekilde açıklanabilir: Soğutma ünitesine verilen gücün gün içerisinde büyük değişimler göstermiyor olması, soğutucu ve nem alıcı serpantine verilen su sıcaklığının da gün içerisinde büyük değişimler göstermemesine neden olur. Böylece, soğutma suyu ve hava

arasındaki ısı geçişi miktarı, ısı geçişi katsayıları tasarım sıcaklığında hesaplanıp sabit kabul edildiğinden, giriş havası değerleri ile doğru orantılı olacaktır. Bilindiği gibi,dış hava damperi açıklığı ne kadar yüksek ise, serpantin giriş havası entalpisi de o kadar yüksek olacaktır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

İklimlendirme sistemlerinde modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması ve özellikle de gerçek sisteme yakın davranış gösteren sistem modelinin elde edilmesi, iklimlendirme sisteminin ve iklimlendirme sisteminde kullanılan kontrol sisteminin performans ve davranış analizine olanak sağlar. Bilgisayar ortamına aktarılan esnek ekipman modelleri ve sistemin gerçeğe yakın koşullar altında benzetiminin gerçekleştirilmesi ile, ekipman parametrelerinin sistem üzerindeki etkisi ve sistemin beklenmeyen dış etkiler altındaki davranışı inceleyebilir. Bu amaçla yapılan bu çalışma kapsamında, DDS sistemi ile ilgili yapılan çalışmada aşağıdaki sonuçlar gözlenmiştir.

- Daha öncede belirtildiği gibi, dış zon ve iç zon sıcaklığı için sıcaklık konfor referans değeri 25°C olarak belirlenmişti. Bu değer kullanıcı tarafından değiştirilmek istenebilir. İyi bir kontrol sisteminden beklenen, değişik referans değerlerinde de başarılı sonuçlar vermesidir. Bu nedenle, ele alınan sistem değişik referans değerlerinde çalıştırılmış ve kontrol sisteminin performansı gözlenmiştir. Şekil 5.2'de görüldüğü gibi sistem 24°C ve 26°C referans sıcaklıklarında da kontrol edilebilmektedir. Ayrıca referans sıcaklığının değişmesine rağmen - burada nem ve sıcaklığın birbirlerinin fonksiyonu olduğununun hatırlanması gerekir - kontrol sistemi dış zon nem değerini de kontrol edebilmektedir. Ancak belirtilen şekilde görüldüğü gibi, referans sıcaklığı 24°C olarak belirlendiğinde, iç zon sıcaklık değerinde saat 15.00 civarında bir salınım olmaktadır. Salınım değerinin 15.00 - 16.30 saatleri arasında 24°C-25°C civarında olması ve daha sonra 20°C'nin altına düşmemesi, iç zonun ikincil kullanım alanlarından oluştuğu göz önüne alınacak olursa, kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalacaktır.

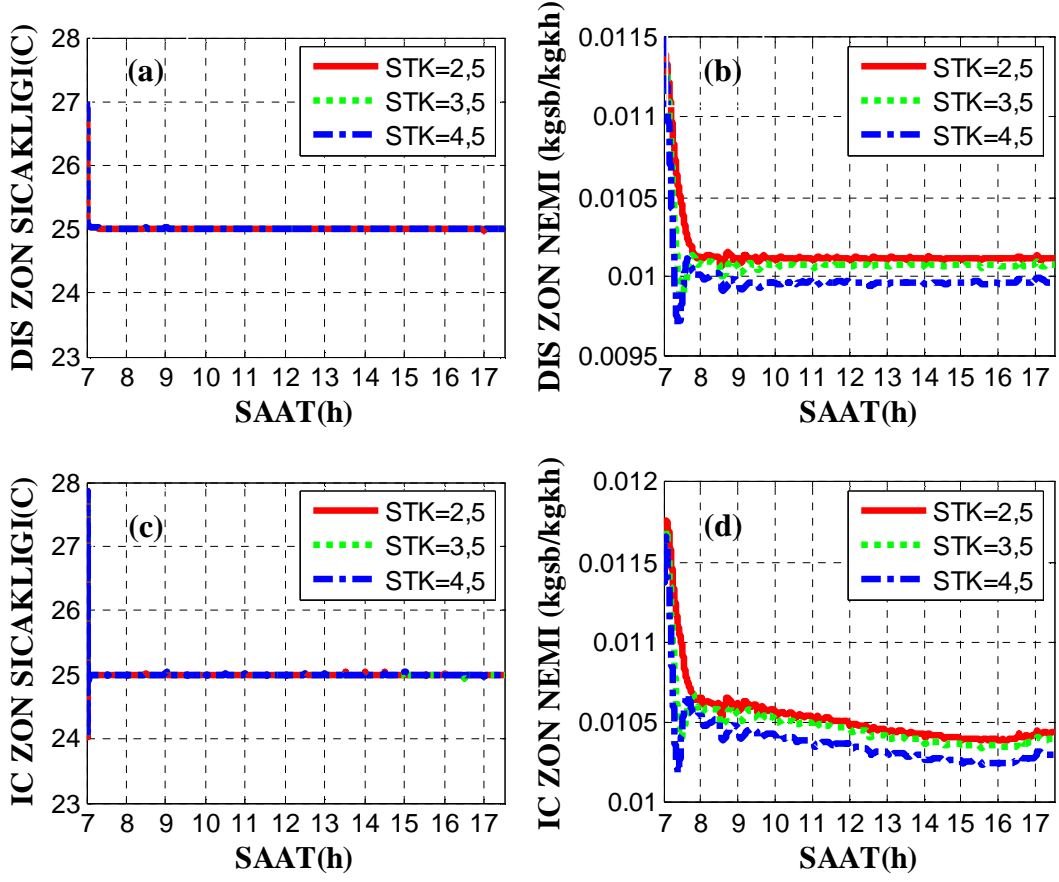


Şekil 5.1 : Farklı referans sıcaklıkları için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem

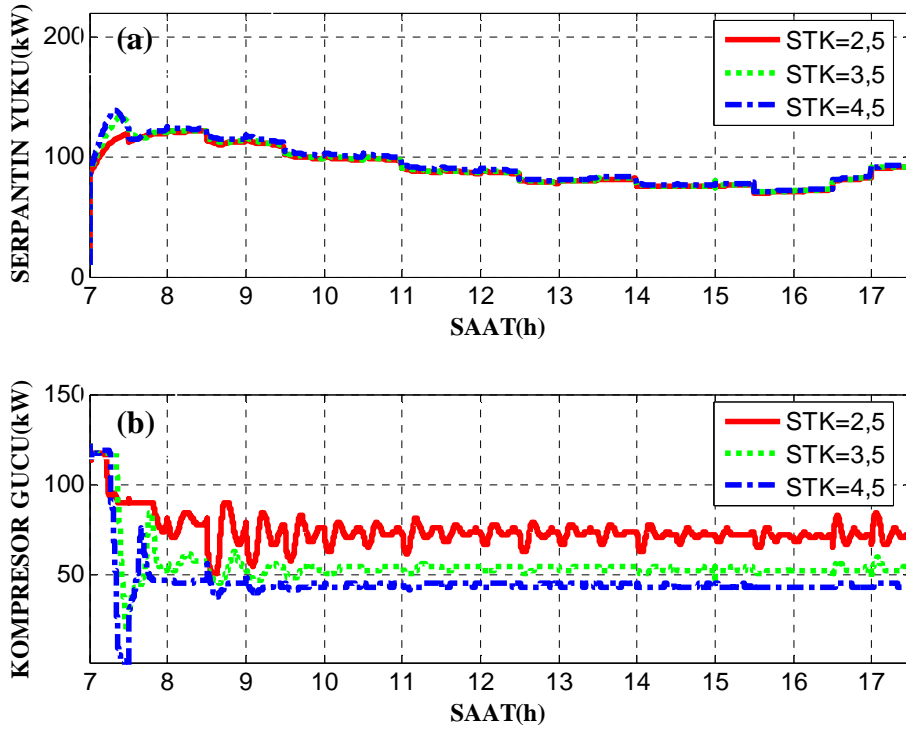
- Bu çalışma kapsamında, Bölüm 4.1.3’de belirtildiği gibi Soğutma Ünitesi Soğutma Tesir Katsayısı (STK) sabit olarak kabul edilmiştir ve değeri de $STK=2.5$ olarak alınmıştır. Termodinamik olarak incelendiğinde STK soğutma suyu sıcaklığına göre değişir. Bu nedenle kabul edilen STK değerinin, sistem benzetiminin gerçekçiliği üzerinde büyük etkisi vardır. Değişik STK değerleri için elde edilen dış zon ve iç zon nem değerleri Şekil 5.2’de verilmiştir. Bu grafikten görüleceği gibi, iç ve dış zon sıcaklık değerleri farklı STK için aynı değerleri vermektedir. Dış zon nem değerleri de belirlenen referans aralığındadır ancak, STK değeri ile ters orantılı olarak gözlemlenmektedir. Bunun nedeni STK katsayısının artması ile, soğutma ünitesinin soğutma ve nem alma kapasitesinin artmasıdır.

- Şekil 4.27’de görüleceği gibi farklı STK değerleri için serpantin yükünün gün içerisindeki değerleri birbirine eşittir. Bunun nedeni, soğutma ünitesi kompresör gücü değiştirilerek dış zon için nem kontrolü uygulanması ve böylece sıcaklık ve nem için istenilen serpantin çıkış değerlerinin elde edilmesidir. Aynı dış hava ve soğutma yükü değerleri için, serpantin çıkış değerlerinin aynı olması gerekmektedir.

Bu nedenle, aynı grafikte belirtildiği gibi yüksek STK değerlerinde sistem aynı su sıcaklığını elde edebilmek için kompresör gücünü düşürmüştür.



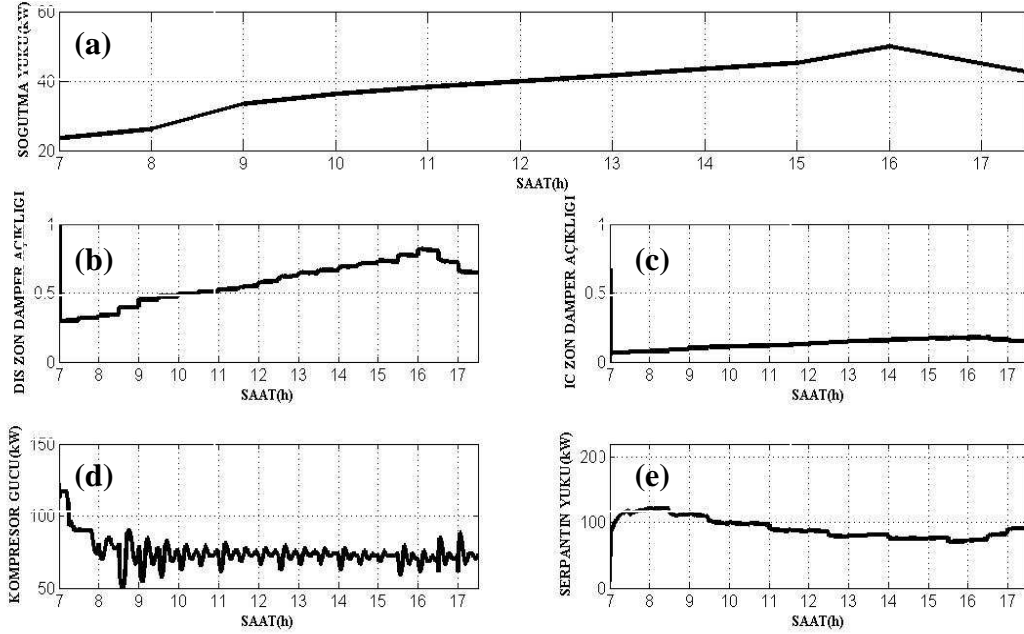
Şekil 5.2 : Farklı STK'lar için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem



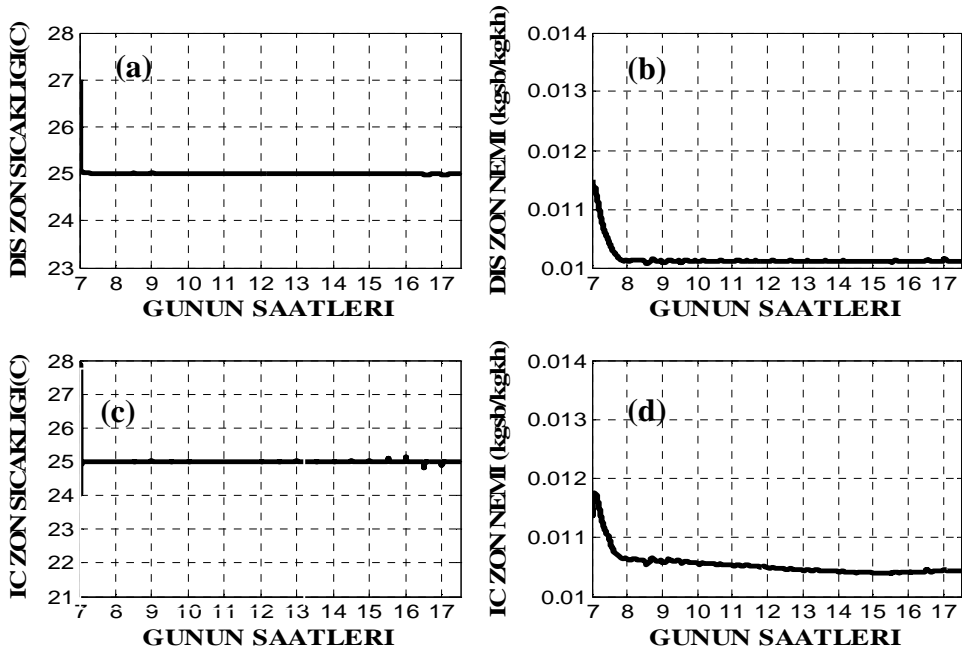
Şekil 5.3 : Farklı STK'lar için benzetim sonuçları: (a) Serpantin yükü (b) Kompresör gücü

- İklimlendirme sistemlerinde sıkça karşılaşılan bir başka durum, ani yük değişimleridir. Örneğin, mahalde birkaç pencerenin aynı anda açılması ve ya mahale ani olarak çok sayıda insanın girmesi gibi durumlar ani yük değişimlerine neden olacaktır. İyi bir kontrol sistemi, zonlardan herbirinde ve ya herhangi birinde meydana gelen ani yük değişimlerinde, kontrol değişkenlerini değiştirerek sistemi belirlenen referans değerlerine tutabilmelidir. Şekil 5.4'te gösterilen örnekte, dış zon, soğutma yükünün maksimum olduğu 16.00 saatinde, hesaplanan soğutma yükünü ek olarak, 4 kW'lık bir ani yük değişimine maruz kalmıştır. Kontrol sistemi bu durumda, dış zon damperi açıklığını arttırarak, zonu belirlenen referans sıcaklığında tutabilmiştir. Bu nedenle, serpantin yükü ve kompresör gücünde ani bir değişim meydana gelmemiştir.

Kontrol sisteminin bu davranışı sonucunda dış ve iç zon için hesaplanan nem ve sıcaklık değerleri Şekil 5.5'te gösterilmiştir. Bu değerlere bakıldığında, kontrol edilen dış ve iç zon sıcaklığının, ayrıca dış zon neminin, kontrol sisteminin müdahalesi ile belirlenen konfor değerlerinde tutulabildiği görülmektedir.

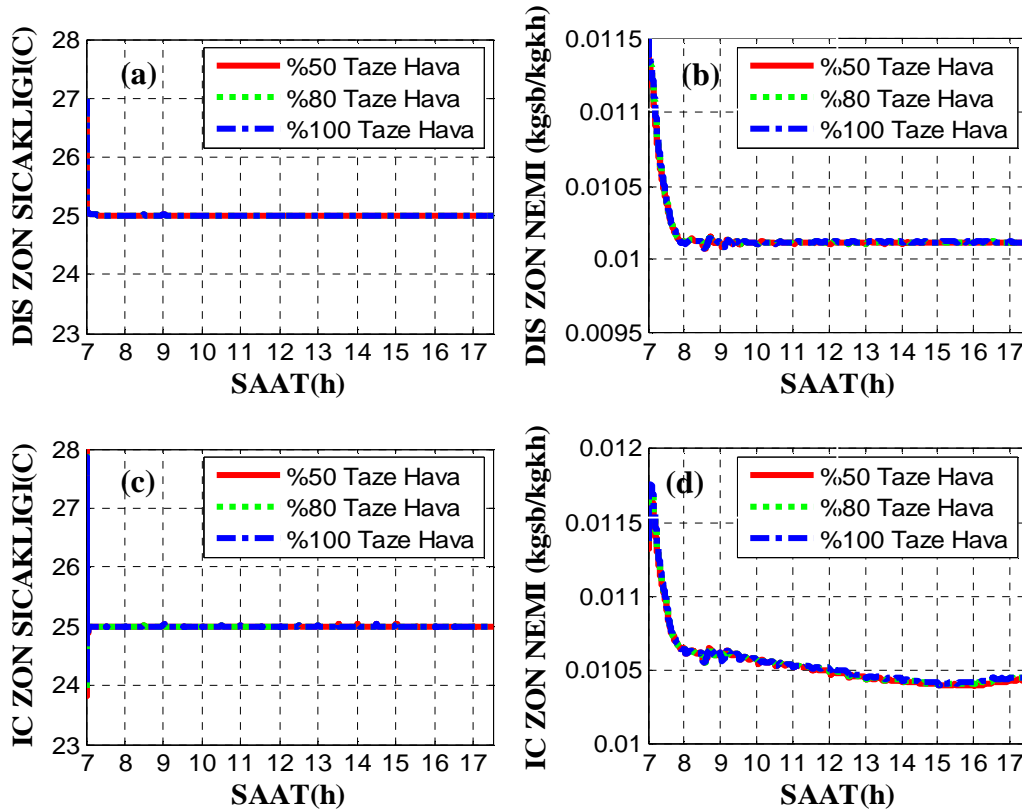


Şekil 5.4 : Ani yük değişiminde sistem davranışı: (a) Soğutma yükü (b) Dış zon damper açıklığı (c) İç zon damper açıklığı (d) Kompresör gücü (e) Serpantin yükü

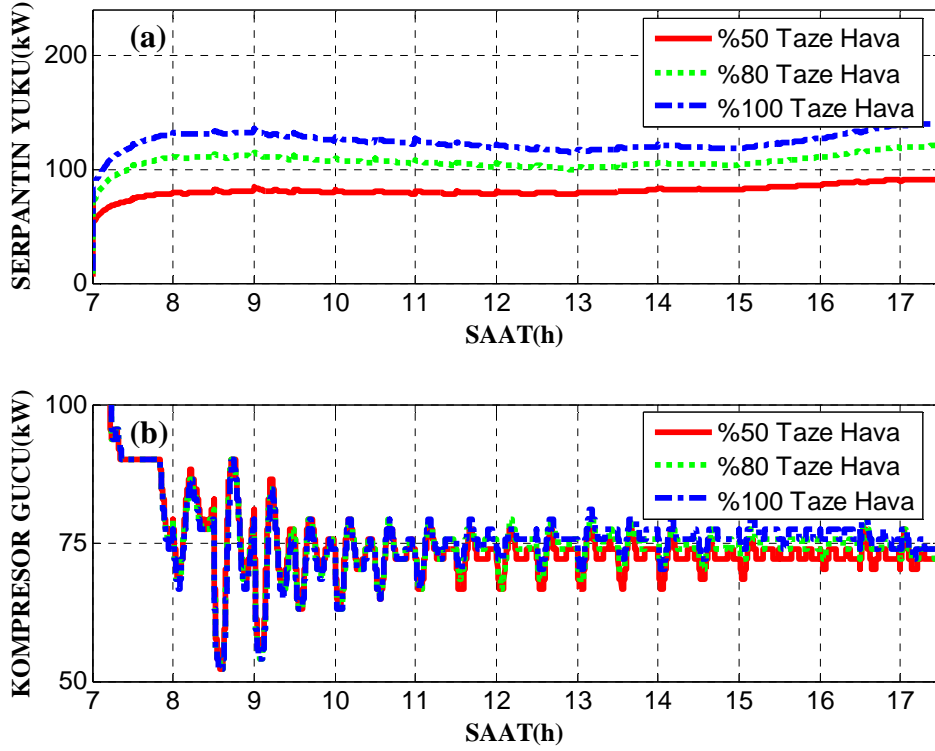


Şekil 5.5 : Ani yük değişiminde benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem

• Bilindiği gibi, DDS'nin en kötü özelliklerinden biri, soğutma yükünün düşük olduğu saatlerde, mahale beslenen hava debisi miktarının düşmesi ile birlikte, mahale beslenen taze hava debisi miktarının da düşmesidir. Bölüm 4.1.5'te belirtildiği gibi, saatlik dış hava damperi açıklık oranı, mahale beslenen hava debisi miktarına ters orantılı değiştirilerek bu sorun giderilmeye çalışılmıştır. Başka bir çözüm de, sistemin yüksek dış hava debisi oranlarında çalıştırılmasıdır. Kontrol sistemi, eğer DDS'nin kapasitesi yeterli ise, yüksek dış hava oranlarında da mahali istenilen konfor şartlarına getirebilmelidir. DDS'nin ve kontrol sisteminin yüksek dış hava oranlarında performansının incelenmesi için sistem %50, %80 ve %100 dış hava oranlarında çalıştırılmıştır. Sonuç olarak Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, mahal sıcaklığı ve nemi belirtilen dış hava oranlarında da istenilen konfor şartlarında kontrol edilebilmiştir. Şekil 5.7'de görüldüğü gibi serpantin yükü, dış hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bunun nedeni şu şekilde açıklanabilir: Belirlenen soğutma yüklerinde, her üç hava dış hava oranında da, dış zon nem değerinin kontrol edilebilmesi için, serpantin çıkış havası değerleri aynı olmalıdır. Bu nedenle serpantin yükü, serpantin giriş havası değerlerine göre değişmektedir. Yüksek dış hava oranlarında, serpantin giriş havası değerleri de yüksek olacağından, serpantin yükü artacaktır.



Şekil 5.6 : Farklı dış hava oranları için benzetim sonuçları: (a) Dış zon sıcaklık (b) Dış zon nem (c) İç zon sıcaklık (d) İç zon nem

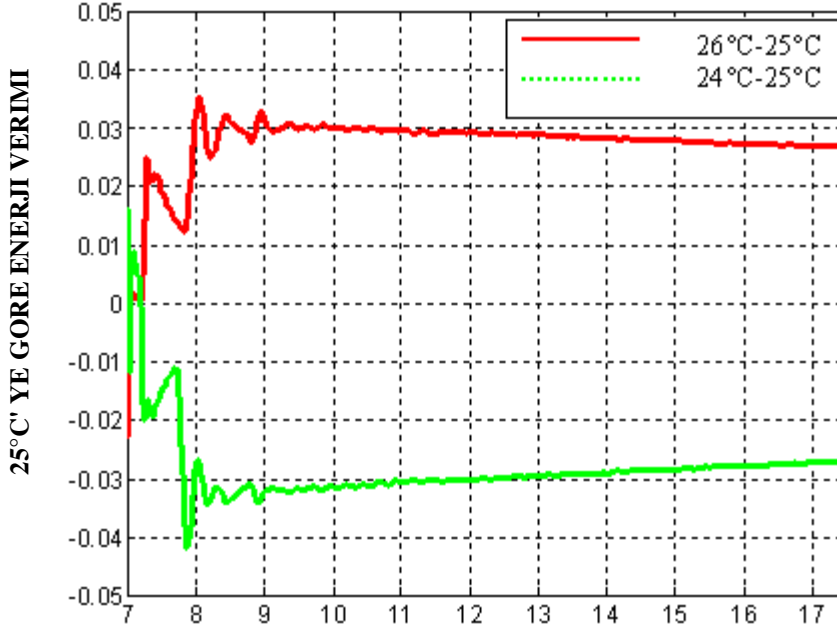


Şekil 5.7 : Farklı dış hava oranları için benzetim sonuçları: (a) Serpantin yükü (b) Kompresör gücü

- İklimlendirme sistemlerinin çalışma koşulları, modellenen ve benzetimi yapılan sistem üzerinden enerji verimliliği açısından incelenebilir ve birbirleri ile karşılaştırılabilir. Farklı sıcaklık değerlerindeki enerji tüketimlerini birbirlerine göre verim ilişkisi şeklinde irdelemek yararlı olacaktır. Bu doğrultuda, bu çalışma kapsamında ele alınan sistemin, 24°C ve 26°C referans sıcaklığı değerlerindeki enerji tüketimi 25°C referans sıcaklığındaki enerji tüketimine göre Denklem 5.1'de belirtildiği gibi karşılaştırılmıştır.

$$26^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = \frac{E_{top,26^{\circ}\text{C}} - E_{top,25^{\circ}\text{C}}}{E_{top,25^{\circ}\text{C}}}$$

$$24^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = \frac{E_{top,24^{\circ}\text{C}} - E_{top,25^{\circ}\text{C}}}{E_{top,25^{\circ}\text{C}}} \quad (5.1)$$



Şekil 5.8 : Farklı referans sıcaklığı değerlerinin enerji tüketimi açısından 25°C'deki enerji tüketimi ile karşılaştırılması.

Şekil 5.8'den görüldüğü gibi, sistem yaz koşullarında, soğutma amaçlı çalıştırıldığından, sistemin yüksek sıcaklıklardaki enerji tüketimi daha düşüktür. 24°C ve 26°C' nin 25°C'ye göre uzaklığı 1°C olması nedeni ile de, sonuç olarak "0" referans çizgisi üzerinde simetrik eğriler çıkmıştır. Sistem için yeni sıcaklık referans sıcaklık değerleri istenildiğinde, yeni değerlerin enerji tüketimi açısından etkisi bu şekilde irdelenebildiği görülmektedir.

5.1 Öneriler

Bu çalışma kapsamında sistem ekipmanları ile ilgili ısı geçişi katsayılarını hesaplarken, Prandtl sayısının, havanın, suyun yoğunluğunun, vizkozilerinin ve özgül ısılarının belirlenen ekipman çalışma sıcaklığındaki sabit değerleri kullanılmıştır. Ancak belirtilen değerlerin, sıcaklığa bağlı olarak değiştiği bilinmektedir. Bu nedenle başka bir çalışma kapsamında, modellenen sistemin gerçeğe daha da yakın olması için, belirtilen parametrelerin sıcaklığa bağlı olarak ifadeleri modele dahil edilebilir.

Yapılan çalışma kapsamında STK sabit olarak kabul edilmiştir ve değeri 2,5 olarak alınmıştır. Ancak bulanık mantık kontrolör, nem kontrolü için soğutma ünitesi gücünü değiştirmek suretiyle soğutma sıcaklığını değiştirmektedir. Bilindiği gibi STK değeri de soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak değişir. STK değerininin depolama tankına giren ve depolama tankından çıkan su sıcaklığına bağlı ifadesi diğer bir çalışma kapsamında modele dahil edilebilir.

Ele alınan sistemde serpantin üzerinden geçen hava debisi miktarı sabittir ve değeri 4,5 kg/s'dir. Serpantin üzerinden geçen, sıcaklığı düşen ve nemi alınan hava, kontrol sistemi tarafından kontrol edilen zon damperleri açıklık oranına bağlı olarak zonlara beslenir. Mahale beslenmeyen havanın bir bölümü geri dönüş kanalı vasıtasıyla, dışarıdan alınan hava ile karışım hücresinde birleşerek tekrar sisteme katılmaktadır. Ancak burada görülen, mahalın ihtiyacı olmayan havanın da serpantin tarafından koşullandırılmasıdır. Sadece mahalın o an için ihtiyacı kadar ve ya ihtiyacı ile orantılı miktarda havanın koşullandırılmasıyla gerekli konfor şartlarını sağlayan bir DDS ve kontrol sistemi tasarlanabilir. Bu yöntem ile sistemde kullanılan enerji miktarı da azalabilir.

Bu çalışma kapsamında, kontrol organlarının ayarı deneme yanılma yöntemi ile yapılmıştır. Ancak, günümüzde bulanık mantık kontrolörlerin otomatik olarak ayarlanması için geliştirilen yöntemler mevcuttur. Özellikle genetik algoritmalar, bulanık kontrol organlarının ayarlanmasında sıkça kullanılmaktadırlar. Otomatik olarak ayarlanan kontrol sistemleri katsayıları ile daha verimli bir iklimlendirme sistemi tasarlanmış olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **International Energy Agency**, 2006. *Key World Energy Statistics Report*, Paris, France
- [2] **Pérez-Lombard L., Ortiz J. and Pout C.**, 2007, A review on buildings energy consumption information, *Energy and Buildings*, **40**, 394-398.
- [3] **Ghiaus, C., Chicinas, A. and Inard, C.**, 2007. Grey-box identification of air-handling unit elements, *Control Engineering Practice*, **15**, 421-433.
- [4] **BTS**, 2001. Energy efficiency measurement report: *Commercial Building Primary Energy Consumption Breakdown*, Arizona, U.S.A
- [5] **TMMOB**, 2006. *Türkiye Mühendis ve Mimar Odaları Birliği Enerji Raporu*, Ankara
- [6] **House, H.M.**, 2002. NBCIP Report: What's Wrong with Building Controls?, Iowa Energy Center, Iowa, USA
- [7] **Mathews, E.H., Botha, C.P., Arndt, D.C. and Malan, A.**, 2001. HVAC control strategies to enhance comfort and minimise energy usage, *Energy and Buildings*, **33**, 853-863.
- [8] **Yu B.F., Hu Z.B., Liu M., Yang H.L., Kong Q.X and Liu Y.H.**, 2009. Review of research on air-conditioning systems and indoor air quality control for human health. *International Journal of Refrigeration*, **32**, 3–20
- [9] **Mazzei P., Minichiello F. and Palma D.**, 2005. HVAC dehumidification systems for thermal comfort: a critical review. *Applied Thermal Engineering*, **25**, 677–707
- [10] **NBCIP**, 2002. Building Energy Use and Control Problems: Defining the Connection, Task One Report. Ankeny
- [11] **Wen J. and Smith F.T.**, 2007. Development and validation of online models with parameter estimation for a building zone with VAV system, *Energy and Buildings*, **39**, 13–22
- [12] **Thompson, R. and Dexter A.**, 2005. Fuzzy decision making approach to temperature control in air-conditioning systems, *Control Engineering Practice*, **13**, 689-698.
- [13] **Sousa, J. M.**, 1998. A fuzzy approach to model-based control, *PhD Thesis*, Technische Universiteit Delft, Delft.
- [14] **Wang, J., An D. and Lou, C.**, 2006. Application of Fuzzy-PID Controller in Heating Ventilating and Air-Conditioning System Ventilating and Air-Conditioning System, *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Luoyang, China, June 25-28.

- [15] **Soyguder S., Karakose M. and Alli H.**, 2008. Design and simulation of self-tuning PID-type fuzzy adaptive control for an expert HVAC system. *Expert Systems with Applications*, Article in Press, doi:10.1016/j.eswa.2008.05.031
- [16] **Mendes N., Oliveira G. H. C., Araújo H.X., and Coelho L. S.**, 2003. Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, August 11-14.
- [17] **Clark D.R., Hurley C.W. and Hill C.R.**, 1985. Dynamic models for HVAC system components. *ASHRAE Transactions*, **91 (1)**, 737–51.
- [18] **Zaheer-Uddein M. and Zheng GR.**,1994. A dynamic model of A multizone VAV system for control analysis. *ASHRAE Transactions*, **100 (1)**, 219-28.
- [19] **Tashtoush B., Molhim M. and Al-Rousan M.**, 2005. Dynamic model of an HVAC system for control analysis. *Energy*, **30**, 1729-1745.
- [20] **Sousa, J. M., Babuska, R., and Verbruggen, H. B.**, 1997. Fuzzy predictive control applied to an air-conditioning system. *Control Engineering Practice*, **5 (10)**, 1395-1406
- [21] **Sousa, J. M., Babuska, R., and Verbruggen, H. B. B.**, 1997. Fuzzy predictive control applied to an air-conditioning system. *Control Engineering Practice*, **5 (10)**, 1395–1406
- [22] **Huang, S., and Nelson, R. M.**, 1994. Rule development and adjustment strategies of a fuzzy logic controller for an HVAC system: Part one-analysis. *ASHRAE Transaction*, **100 (1)**, 841–850.
- [23] **Huang, S., and Nelson, R. M.**, 1994. Rule development and adjustment strategies of a fuzzy logic controller for an HVAC system: Part two-experiment. *ASHRAE Transaction*, **100 (1)**, 851–856.
- [24] **Alcal'a R., Ben'itez J.M., Casillas J., Cord'on O. and P'erez R.**, 2003. Fuzzy control of HVAC systems optimized by genetic algorithms, *Applied Intelligence*, **18**, 155–177.
- [25] **Ghiaus C.**, 2001. Fuzzy model and control of a fan-coil, *Energy Build.* **33**, 545–551.
- [26] **Rahmati, A., Rashidi, F. and Rashidi, M.**, 2003. A hybrid fuzzy logic and PID controller for control of nonlinear HVAC systems, *IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, October, 2249 - 2254
- [27] **Isisan**, 2001. Klima Tesisatı, ed. Ahmet Arisoy, Isisan Çalışmaları No: 305.
- [28] **Pan Y., Zhou H., Huang Z., Zeng Y. and Long W.**, 2003. *Energy and Buildings*, **35**, 877–891
- [29] **Sekhar S.C.**, 1997. A critical evaluation of variable air volume system in hot and humid climates. *Energy and Buildings*, **26**, 223 - 232
- [30] **Alcal'a R., Alcal'a-Fedez J., Gacto M.J, and Herrera F.**, 2006. Fuzzy Rule Reduction and Tuning of Fuzzy Logic Controllers for a HVAC System. *StudFuzz*, **201**, 89–117

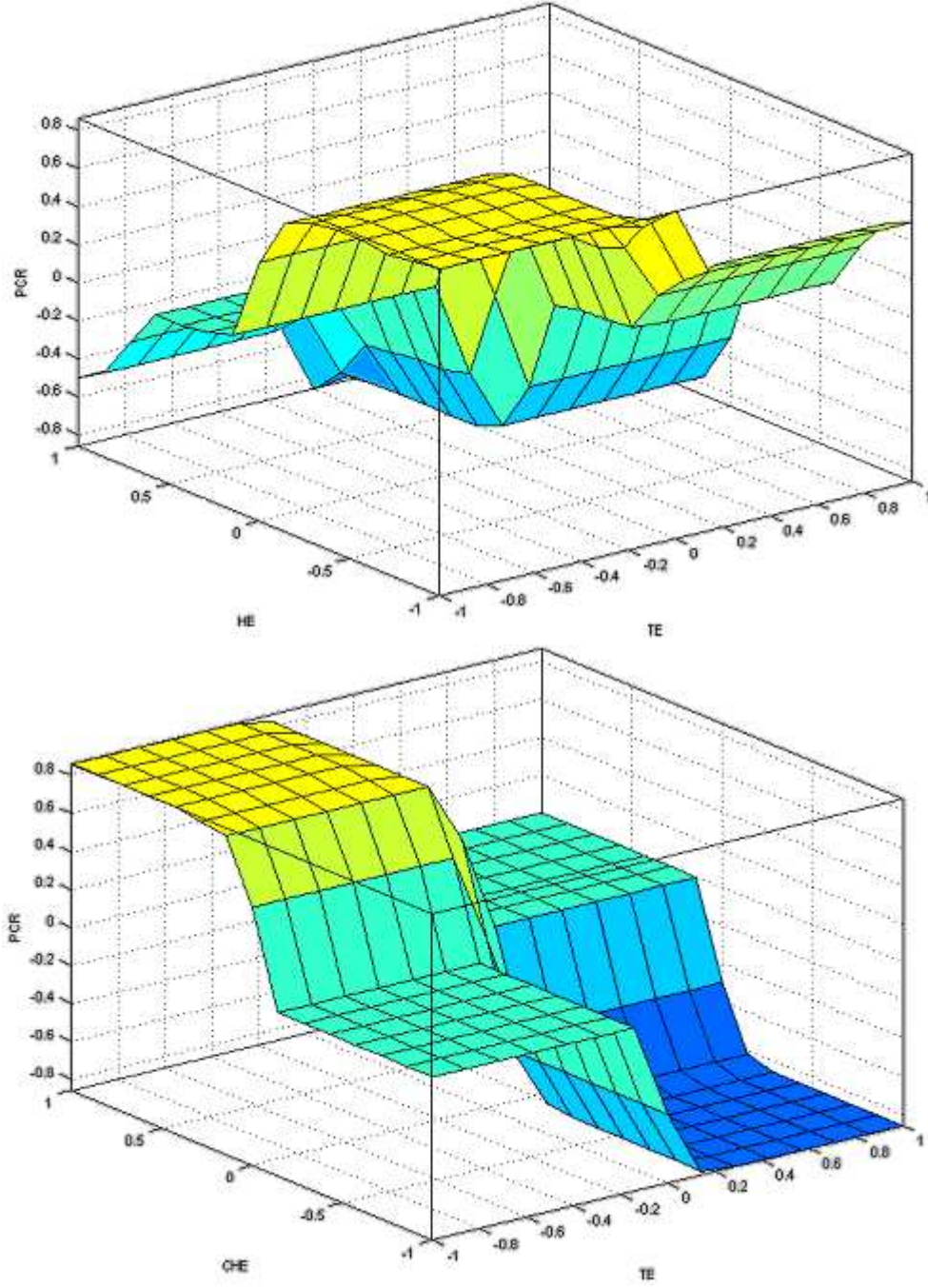
- [31] **Yao Y., Lian Z. and Hou Z.**, 2004. Thermal analysis of cooling coils based on a dynamic model. *Applied Thermal Engineering*, **24**, 1037–1050
- [32] **Chua K.J., Ho J.C. and Chou S.K.**, 2007. A comparative study of different control strategies for indoor air humidity. *Energy and Buildings*, **39**, 537–545
- [33] **ASHRAE**, 2001. Psychrometrics. In: *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers Inc., 6.1–6.17
- [34] **Threlkeld J.L.**, 1970. *Thermal Environmental Engineering*, Second ed., Prentice Hall, New York
- [35] **Xu P., Haves P., Curtil D.**, 2006. A Library Of HVAC Component Models For Use In Automated Diagnostics, Proceedings of SimBuild, held at MIT in Cambridge, Mass., August 2-4
- [36] **Türkmen, H. İ.**, 2002. Konut Dışı Binalarda Değişken Hava Debili İklimlendirme Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [37] **Trane**, 1998. Heating and cooling coils, Trane Company, LaCrosse, Wisconsin, <http://www.trane.com/download/equipmentpdfs/coilts1.pdf>.
- [38] **D.L. Gray and R.L. Webb.**, 1986. Heat transfer and friction correlations for plateheat exchangers having plain fins, in: *Proceeding of the Eight International Heat Transfer Conference*, San Francisco, USA, 2745–2750.
- [39] **Incropera F.P. and DeWitt D.P.**, 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons Inc.
- [40] **Woods JE.**, 1989. Cost avoidance and productivity in owning and operating buildings. *Occupational Medicine (State of the art reviews)*, **4 (4)**, 753–70.
- [41] **Jetté I., Zaheer-Uddin M. and Fazio P.**, 1998. PI Control of Dual Duct Systems: Manual Tuning And Control Loop Interaction. *Energy Conversion and Management*, **39**, no. 14, 1471-1482
- [42] **Seem, J. E.**, 1998. A New Pattern Recognition Adaptive Controller with Application to HVAC Systems. *Automatica*, **34**, 969-982
- [43] **Underwood C. P.**, 1999. *HVAC control systems: modeling, analysis and design*. New York: Rout ledge, 250–1
- [44] **Becker, M., Oestreich, D., Hasse, H. and Litz, L.**, 1994. Fuzzy control for temperature and humidity in refrigeration systems, *Proceedings of the Third IEEE Conference on Control Applications*, Glasgow, UK, August 24-26, 1607-1612
- [45] **Tsutsumia H., Tanabea S., Harigayaa J., Iguchib Y. and Nakamura G.**, 2007. Effect of humidity on human comfort and productivity after step changes from warm and humid environment. *Building and Environment*, **42**, Issue 12, 4034-4042

- [46] **Tsutsumi H.**, 2002. Effects of low humidity on sensation of eye dryness caused by using different type of contact lenses in summer season. *Proceedings of Indoor Air 2002*, 394–9.
- [47] **Tsutsumi H.**, 2002. Effects of low humidity on sensation of eye dryness caused by using different type of contact lenses in summer season. *Proceedings of Indoor Air 2002*, 394–9.
- [48] **Chen Y., Tsutsumi H. and Tanabe S.**, 2003. Subjective experiments on the effects of relative humidity and humidity ratio during summer season. *Proceedings of Healthy Buildings*, **3**, 293–8.
- [49] **Ministry of Health, Labour and Welfare in Japan.**, 1970. Law for maintenance of sanitation in buildings.
- [50] **ASHRAE**, 2004. ANSI/ASHRAE Standard 55: Thermal environmental conditions for human occupancy, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc*, Atlanta, USA
- [51] **ASHRAE**, 2001. ANSI/ASHRAE Standard 62: Ventilation for acceptable indoor air quality, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc*, Atlanta, USA
- [52] **Elmas Ç.**, 2003. Bulanık Mantık Denetleyiciler (Kuram, Uygulama, Sinirsel Bulanık Mantık), Seçkin Yayıncılık, Ankara
- [53] **ASHRAE**, 1996. Handbook: HVAC Systems and Applications, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc, Atlanta, USA
- [54] **Wang S. and Jin X.**, 2000. Model-based optimal control of VAV air-conditioning system using genetic algorithm, *Building and Environment*, **35**, 471–487

EKLER

EK A.1: Bulanık Mantık Kontrol Organı Kural Yüzeyi

EK A.1



Şekil A.1 : Bulanık mantık kontrol organı kural yüzeyi

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Sami Yılmaz

Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir, 06.09.1981

Adres: Soyak Sitesi 39.Blok D: 703 Göztepe / İstanbul

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği

Yayın Listesi:

- **Yılmaz, S.**, Güngör, A., Ertuğrul F. Ş., Eskin N., 2005. Bir Ofis Binasının Değişken Hava Debili İklimlendirme Sisteminin Modellenmesi Ve Kontrolü, *Teskon 2005*, Kasım 23-26, 2005 İzmir.