

55967

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**LABORATUVAR İKLİMLENDİRMESİ VE OPTİMUM
KONTROL**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Kadri SÖZER

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 28 Mayıs 1996

Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Haziran 1996

Tez Danışmanı

: Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri

: Prof. Dr. Alpin Kemal DAĞSÖZ

: Prof. Dr. Can ÖZSOY

HAZİRAN 1996

ÖNSÖZ

Çalışmamın gerçekleşmesinde çok büyük katkıları olan başta tez danışmanım Doç. Dr. Cem Parmaksızoğlu olmak üzere, özellikle bilgisayar programının hazırlanmasında her türlü yardımı yapan arkadaşım Ulusal Metroloji Enstitüsü araştırmacılarından Sn. Coşkun Coşar, Haluk Orhan, Haluk Duş ve tezin yazımında yardımcı olan Serap Demir'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Ayrıca Enstitüde uzun bir süre mekanik grup başkanı olarak görev yapan Mak. Yük. Mühendisi Şakir Baytaroğlu, klima sistemini tanımam ve yöneticilik tecrübelerini edinebilmem için her zaman yanımda olmuş ve her türlü desteği vermiştir. Bu sebeble kendisine özellikle teşekkür ediyorum. Tabi ki yüksek lisans öğrenimim boyunca üniversiteye gidebilmem için izin veren ve kurulu olan klima sistemi vasıtası ile böyle bir çalışmanın oluşabilmesini sağlayan TÜBİTAK UME adına ülkeme de teşekkür ediyorum. Bu nedenle bu tezin hem Enstitüde kurulu olan klima sistemi için bir kaynak olmasını hem de kurulması düşünülen laboratuvarlar için faydalı olmasını da amaçladım. Ailem de her zaman yanımda olarak, tezimin gerçekleşmesinde çok büyük pay sahibidir.

Bununla beraber, teknoloji ve bilimin insanlar için olduğunu gözönünde bulundurarak, tüm insanların birbirlerini koşulsuz olarak sevmesini ve güvenmesini diliyorum. İnaniyorum ki başarı sevgi ile başlar.

İÇİNDEKİLER

SEMBOLLER LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. ÖLÇME VE KALİBRASYON LABARATUVARLARININ İKLİMLENDİRİLMESİ	3
2.1. Labaratuvar tasarımında dikkate alınacak paremetreler	3
2.2. Temiz Oda Standartları	7
2.3. Havanın Filtrasyonu ve Filtreler	11
2.4. Hava Dağılımları	17
2.5. Kullanılan Yapı Malzemesi ve Odanın İnşası	23
BÖLÜM 3. KONTROLÜ YAPILAN SİSTEMİN TANITILMASI	24
3.1. Merkezi Taze Hava Ünitesi	25
3.1.2. Yaz Çalışması	25
3.1.2. Kış Çalışması	27
3.1.3. Sistem Elemanlarının Tanıtılması	28
3.1.3.1. Isı Borusu	28
3.1.3.2. Buharlı Nemlendiriciler	30
3.1.3.3. Nem Alma Ünitesi	31
3.2. Soğutma Gurupları	32
3.3. Labaratuvar Klima Üniteleri	32
3.4. Sistemin Otomatik Kontrolü	35
3.5. Kontrol Hacmi	36
3.5.1. Ölçme Elemanları	39
3.5.1.1. Sıcaklık Ölçümü	39
3.5.1.2. Nem Ölçümü	39

3.5.1.3. Hava Hızlarının Tayini	41
BÖLÜM4. SİSTEMİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ	
BELİRLENMESİ	43
4.1. Havanın Termodinamik Özellikleri	43
4.2. Sistem Denklemlerinin Bulunması	47
4.2.1. Karışım Bölgesinin analizi	47
4.2.2. Nem Dengesi	48
4.2.3. Enerji Dengesi	51
4.2.4. Çevreyle Olan Isı Transferi	55
4.2.4.1. Dış Duvardan Isı Kaybı	56
4.2.4.2. Döşemeden Isı Kaybı	61
4.2.4.3. Tavandan Isı Kaybı	64
4.2.4.3. Yan Duvardan Isı Kaybı	66
4.2.4.5. Kayıp Isının Yalnız İletim ve Taşınım olması hali	68
4.2.5. Fan Isısının Tayini	69
BÖLÜM 5. MATEMATİK MODELİN BİLGİSAYAR İLE ÇÖZÜMÜ VE	
DENEY SONUÇLARIYLA KARŞILAŞTIRILMASI	71
5.1. Matematik Modelin Bilgisayarla Çözümü	71
5.1.1. Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılarak Matematik Modelin Çözümü	72
5.1.2. Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılmayarak Matematik Modelin Çözümü	74
5.2. Bilgisayar Çözümlerinin Değerlendirilmesi ve Deney Sonuçlarıyla Karşılaştırılması	74
BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	78
KAYNAKLAR	81
EKLER	83
ÖZGEÇMİŞ	94

SEMBOLLER LİSTESİ

w	Mutlak nem (gr/kg)
ρ	Kuru havanın yoğunluğu (kg/m ³)
ρ'	Nemli havanın yoğunluğu (kg/m ³)
m_b	Su buharı kütlesi (kg)
m_h	Su buharı kütlesi (kg)
P	Toplam basınç (k Pa)
P_b	Su buharı kısmi basıncı (k Pa)
P_h	Kuru hava kısmi basıncı (k Pa)
$(P_d)_t$	T sıcaklığındaki doyma basıncı (k Pa)
ϕ	İzafi nem (%)
V	Kontrol odası hacmi (m ³)
R_h	Havanın ideal gaz sabiti (kJ/kgK)
R_b	Su buharının ideal gaz sabiti (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (° C)
h	Entalpi (kJ/kg)
h_h	Kuru havanın entalpisi (kJ/kg)
h_b	Su buharının entalpisi (kJ/kg)
c_{ph}	Kuru havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
c_{ps}	Suyun özgül ısısı (kJ/kgK)
c_{pb}	Su buharının özgül ısısı (kJ/kgK)
r	Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg)
q	Hava debisi (m ³ /san)
dw/dt	Kontrol hacmindeki nem değişimi
dh/dt	Kontrol hacmindeki enerji değişimi
dT/dt	Kontrol hacmi sıcaklık değişimi
$\bar{T}$	$T + 273$

$\bar{w}$	$w + 0.622$
Q	Verilen ısı miktarı (kW)
Q _k	Kayıp ısı (kW)
t	Zaman (san)
s	Yüzey alanı (m ²)
h _i	Kontrol hacmi tarafı ısı taşınım katsayısı (kJ/m ² h°C)
h _d	Kontrol hacmi dışı ısı taşınım katsayısı (kJ/m ² h°C)
l	uzunluk (m)
k	Isı iletim katsayısı (kJ/mh°C)
c	Özgül ısı (kJ/kg°C)
R ₁	Isı geçiş direnci (°C san/kJ)
R ₂	Isı geçiş direnci (°C san/kJ)
T _{dd}	Dış duvar yanı toprak sıcaklığı (°C)
T _t	Tavan üstündeki hacmin sıcaklığı (°C)
T _y	Yan duvar bitişiği hacmin sıcaklığı (°C)
T _o	Döşeme altı toprak sıcaklığı (°C)

İNDİSLER

e	Kontrol hacmine giren hava
a	Taze hava
e	Karışım havası
ort	Ortalama
d	dış duvar
o	döşeme
t	tavan
y	yan duvar
i	izalasyon

s	sıva
b	beton
a	alçıpan
h	harç
t	tuğla

Programda kullanılan semboller	Karşılıkları
vol	v
taba	$\overline{T}_a$
wab	$\overline{w}_a$
rda	R_{d1}
rdb	R_{d2}
rh	R_h
QD	Q_{kd}
QO	Q_{ko}
QY	Q_{ky}
QT	Q_{kt}
ta	T_a

ŞEKİL LİSTESİ

<u>Şekil No</u>	<u>Açıklaması</u>	<u>Sayfa no</u>
Şekil 2.1	Yaz ve kış konfor bölgeleri	4
Şekil 2.2	US 209-D ve VDI-2083 temiz oda klasları	10
Şekil 2.3	Filtrasyon mekanizmalarının tanecik çapına göre filtrasyon verimine etkisi	12
Şekil 2.4	Çeşitli filtreler için laserli tanecik sayıcı ile ölçülen verim	16
Şekil 2.5.	Havadaki partikül boyut dağılımı	16
Şekil 2.6.	Akış şekline göre hava dağılımı	19
Şekil 2.7	Dikey hava akışlı odalar	20
Şekil 2.8	Yatay hava akışlı odalar	21
Şekil 2.9	Eğik hava akışlı odalar	21
Şekil 2.10	Difüziv hava akışlı odalar	22
Şekil 2.11	Dairesel hava akışlı odalar	22
Şekil 3.1	Taze hava ünitesi	25
Şekil 3.2	Taze hava ünitesi yaz ve kış çalışması	26
Şekil 3.3	Isı borusunun çalışması	28
Şekil 3.4	Buharlı nemlendiriciler	30
Şekil 3.5	Nem alma ünitesi devre şeması	31
Şekil 3.6	Labaratuvlar klima üniteleri	33
Şekil 3.7	Klima üniteleri ile operatör arasındaki bilgi akışı	35
Şekil 3.8	Ana modül çalışma prensibi	36
Şekil 3.9	Kontrol hacmi	37
Şekil 3.10	Mutlak nem sensörü	41
Şekil 4.1	Dış Duvardan ısı kaybı	56
Şekil 4.2	Döşemeden ısı kaybı	61
Şekil 4.3	Tavandan ısı kaybı	64
Şekil 4.4	Yan duvardan ısı kaybı	67
Şekil 5.1	Çözüm 1'in deney sonuçları ile karşılaştırılması	76

Şekil 5.2	Çözüm 2'nin deney sonuçları ile karşılaştırılması	77
Şekil A.1	Çözüm 1. Sıcaklık, nem ve kayıp ısıların değişimi	86
Şekil A.2	Çözüm 2. Sıcaklık, nem ve kayıp ısıların değişimi	89
Şekil B.1	Duvarların ısı depolama özelliklerinin hesaba katılmadığı ve katıldığı durumda sıcaklık değişimleri	91



ÖZET

Günümüzde üretim ve imalatla kalite kontrolün öneminin artması ile birlikte, metroloji ve kalibrasyon laboratuvarlarına olan ihtiyaç oldukça artmıştır. Laboratuvarların iklimlendirilmesi ile sağlanan ortam şartları, yapılan ölçümlerin doğruluğu ile direkt olarak ilgilidir. Bunun yanı sıra, iklimlendirme sisteminin dizaynında nem ve sıcaklık değişkenlerinin birbirlerine olan etkilerinin gözönünde bulundurulması, enerji kayıplarını azaltacağı gibi sistemin optimum kontrolünü de sağlayacaktır. Bu çalışmada bu iki konu ayrı ayrı incelenmektedir.

Tezin 1. kısmını oluşturan 2. bölümde, ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarının iklimlendirme sistemleri tasarlanırken, hava kalitesi, hava hızı, hava akış şekli, sıcaklık, nem gibi parametrelerin seçilmesi konusu incelenmiştir. Bu amaçla, laboratuvar iklimlendirilmesinde çok sık kullanılan temiz oda standartlarından da bahsedilmiş ve ihtiyaç duyulan temiz oda klasının elde edilebilmesi için kullanılması gereken filtrelerin seçimi de incelenmiştir. 3., 4. ve 5. bölümlerde Ulusal Metroloji Enstitüsünde kurulu olan kütle laboratuvarı kontrol hacmi olarak seçilerek, kontrol hacmi ve kurulu olan klima sistemi tanıtılmış ve daha sonra kontrol hacminin matematik modeli kurularak çözülmüş ve bilgisayar çözümleri deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Kontrol hacmi fanının iki farklı devirde çalıştırılmasıyla elde edilen bilgisayar çözümlerinin, deneysel olarak bulunan çözümlere oldukça yakın eğriler izledikleri görülmüştür.

SUMMARY

AIR CONDITIONING OF LABORATORIES AND OPTIMUM CONTROL

Part 1. Introduction :

With growing technology, the assurance of measurement in production and quality has become universally influential. The accuracy of the measurement is crucial to the condition and quality of air in the place where it is done. In the air conditioning of offices and houses, it is enough for people to feel comfortable; neither too hot nor cold. However, in the calibration and measurement laboratories, a lot of parameters, primarily temperature and humidity control should be obtained to achieve accurate measurement. In addition to this, It is desirable to accomplish the design of air conditioning system with minimal energy too. When we consider that, at least %25 of the world energy consumption is used for heating and cooling of the buildings [1], we can understand how important it is to economize on energy. As it is known, temperature and relative humidity are related to each other in the process of air conditioning. The affection of these two parameters with each other should be considered in the design of air conditioning systems. Otherwise, it can cause vibration and energy loses in the system.

This thesis has got two main stages including the following two subjects.

In the first stage, the criteria of designing air conditioning systems for laboratories, which consists of temperature, humidity, air quality, air flow patterns, air velocities, noise, pressurization etc. is examined. Although there isn't any standard for measurement and calibration laboratories, the clean room classes can partially assist. Therefore, the clean room classes and also filtering systems to attain these classes are examined.

In the second stage, the Mass laboratory which was established in Ulusal Metroloji Enstitüsü was selected as the control chamber and the mathematical model, which consists of temperature and humidity relations, is verified.

In the installation of the model, models established by Parmaksızoğlu [1] and Öznergiz [2] facilitate me. Following this, the mathematical model is solved by computer and the results are compared with the experiments from the real system.

Part 2. Air Conditioning Systems of Measurement and Calibration Laboratories :

In this part of the thesis, parameters for designing air conditioning system of laboratories are examined.

The main parameters are temperature and relative humidity. A lot of devices in laboratories are sensitive to these parameters. For example, metal parts expand and shrink, zener diode voltage value decrease or increase with changing temperature. In addition to this, when relative humidity is very low, it can cause static electric loads for electronic devices.

Air flow patterns and air velocities are other important parameters which should be considered in the design of air conditioning systems. Basically, there are two different air flow patterns; non laminar flow and laminar flow. In the latter, the air moves with uniform velocity along parallel flow lines, with a minimum of eddies. However, in non laminar flow, air moves with nonuniform air patterns. Air velocities for nonlaminar air flow should be between 0.15- 0.45 m/san. Lower velocities may permit particles to settle and higher velocities may generate objectionable local turbulence and drafts. In a laminar flow system, air is introduced evenly from one entire surface of room, such as ceiling or a wall, with flow at constant velocity across the room and removed through the enter area of an opposite surface. To provide good dilution and sufficient air motion to prevent settling of particles, velocity should be about 0.45 m/san.[9]

Noise and pressurization control are also important for the laboratories too. For normal applications, the noise level is designed to be below 65 decibels [9]. Laboratories should be maintained at static pressure sufficiently higher than

atmospheric pressure to prevent infiltration by wind or other effects.

Another essential criteria, which should be controlled, is airborne particles in the air. Clean room classes assist to define the quality of air in the laboratories. The first Clean room standard was introduced with American Federal Standard 209 in 1963. After that, this standard was improved and 209-D in 1988 and 209-E in 1992 were issued. Another standard widely used is the German VDI-2083 which is devised by considering Fed. Std. 209-D. Although 209-E is the last version of Fed. Std. 209, 209-D is commonly known and used. Classes in this standard are classified class 1, 10, 100, 1.000, 10.000 and 100.000, which are based on particle count with maximum number of particles, 0.5 microns and larger. For example, in class 100.000, particle count must not exceed 3.530.000 particle per m³ (100.000 particles per ft³) of a size 0.5 microns and larger. Before selecting the clean room class for calibration and measurement laboratories, a decision must be made to how critical this particulate matter is to the process.

To achieve the clean room class selected, necessary type of filters should be used in the air conditioning system. The basic types of air filters in use today are straining, impingement, interception, diffusion and electrostatic. The basic parameter for choosing filters is their efficiency. Standards used to classify the efficiency of the filters are ASHRAE 52-76 and EUROVENT 4/5. In these standards, there are two definitions named Weight Arrestance and Atmospheric Dust Spot Efficiency. According to the efficiency of the filters, they are named EU2, EU3 etc. If the efficiency of the filter is more than % 98, DOP test (Dioctyl Phthalate) is applied. The filter which has got DOP efficiency more than %99.97 is called HEPA filter (High Efficiency Particulate Air Filter)

Part 3. Description of the System That is Controlled :

In this part of the thesis, control chamber, which is Mass laboratory established in Ulusal Metroloji Enstitüsü and the central air conditioning system which comprises whole air conditioning units of laboratories, fresh air unit and chiller units are described.

In laboratory air conditioning units, including our control chamber (mass laboratory), the air enters the room vertically through a suspended ceiling and the waste air is removed through exhaust openings in the wall. The waste air is mixed with the fresh air and passes through EU4 air filter. After that, the mixed air is admitted in to the cooler. The three valve with magnetic actuator adjusts the supply air temperature by changing the quantity of the cold water. Therefore, the mixed air is supplied to the room after passing through the EU9 air filter. Because laboratories were insulated properly, by considering the very less heat demand of laboratories, the fan which is for the circulation of air is also used for heating the air too.

Fresh air, which mixes with return air is also aimed to control the relative humidity in the control chamber. The central fresh air unit, which includes dehumidification unit and steam humidifiers adjusts the fresh air absolute humidity according to the setpoint given. This humidified fresh air mixes with return air and enters the control chamber. Because of the positive pressure in laboratories, the same quantity of fresh air, which mixes with return air, leaves the control chamber by infiltration. This is why absolute humidity of control chamber and fresh air becomes the same after a while.

To construct the mathematical model of the control chamber, three way valve is shut entirely so the cold water is not permitted into the cooler. The supply air is heated by the fan. In addition to this, the control chamber is humidified by controlling fresh air absolute humidity of the fresh air.

Part 4. Determining the Dynamic Behaviors of the Control Chamber :

In this part of the thesis, thermodynamic properties of air are examined first, following this, the mathematical model of the control chamber is constructed. Also by the help of supply air physical properties of air before and after fan, the heat generated by fan is calculated.

The equations describing the system behavior between chamber entrance and exit are :

Humidity balance :

$$\text{humidity of entering air} = \text{humidity of exiting air} + \text{humidity of infiltrating air} + \text{Difference of humidity in the chamber}$$

Energy balance :

$$\begin{aligned} \text{enthalpy of mixing air} + \text{supplied energy} &= \text{enthalpy of infiltrating air} + \text{Difference of enthalpy in the chamber} \\ \text{enthalpy of exiting air} + \text{leakage energy} & \end{aligned}$$

The equations describing the mixing point are :

Humidity balance :

$$\text{humidity of exiting air} + \text{humidity of fresh air} = \text{humidity of mixing air}$$

Energy balance :

$$\text{enthalpy of exiting air} + \text{enthalpy of fresh air} = \text{enthalpy of mixing air}$$

Continuity equation for mixing point :

$$\text{mass of exiting air} + \text{mass of fresh air} = \text{mass of mixing air}$$

The leakage heat equation is constructed by considering thermal storage capacities of walls. Also another leakage heat equation is created without

considering thermal storing properties of walls. This enables one to understand the effect of this property in the computer solution.

Part 4. Solving the Mathematical Model with Computer and Comparing the Solutions with Experimental Results :

In this part, non linear differential equations including temperature, absolute humidity and leakage heat, are solved by using Mathematica Version 2 program and the results are compared with experimental results.

Two solutions are obtained by making the fan work at step1 and step2. At the same time, the control chamber is humidified with the fresh air. These solutions are:

1- Fan works in the second step

$W(0)$	$= 4 \text{ gr/kg}$	(absolute humidity of control chamber at $t=0$)
W_a	$= 8 \text{ gr/kg}$	(absolute humidity of fresh air)
$T(0)$	$= 20^\circ\text{C}$	(temperature of control chamber at $t=0$)
T_a	$= 18^\circ\text{C}$	(temperature of fresh air)
Q	$= 1.8 \text{ kW}$	(supplied heat)
q_a	$= 0.15 \text{ m}^3/\text{san}$	(fresh air quantity)

2- Fan works in the first step

$W(0)$	$= 4 \text{ gr/kg}$	q_a	$= 0.0925 \text{ m}^3/\text{san}$
W_a	$= 8 \text{ gr/kg}$	$T(0)$	$= 20^\circ\text{C}$
T_a	$= 18^\circ\text{C}$	Q	$= 0.8 \text{ kW}$

The computer solutions and experiments are done in 2°C outside temperature. So it is expected that the soil temperature under the floor is 10°C and near the wall is 4°C . [16]

Part 7. Conclusion and Advice :

In this part, firstly, the main parameters which should be considered for designing the air conditioning systems of measurement and calibration laboratories are advised. After that, the comparison of computer solutions with the experimental results is discussed.

It is found that, the variation curves of temperature and absolute humidity, found by computer simulation, is very near to the experimental results.



BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte, üretim ve kalite kontrolde yapılan ölçümlerin güvenilirliği büyük önem kazanmıştır. Bir ölçüm yapılırken, ölçümün doğruluğunun ölçümün yapıldığı yerdeki ortam şartları ile direk ilgisi bulunmaktadır. Evlerin ve işyerlerinin iklimlendirilmesinde, kişilerin kendilerini konforlu hissetmeleri, yani üşümeleri ve terlemeleri istenir. Bu yüzden belirli nem ve sıcaklık değerlerinin sağlanması yeterlidir. Ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarında ise başta sıcaklık ve nem kontrolü olmak üzere birçok parametrenin, ölçümlerin doğru sonuçlar verebilmesi için sağlanması şarttır. Tabi ki bunun yanında uygulanacak iklimlendirme işleminin minimum enerji kullanarak gerçekleştirilmesi de ekonomik olacaktır. Dünyadaki enerji harcamalarının 25 % nin bina ısıtması ve soğutması için harcadığı düşünülürse bu konuda yapılacak tasarrufun önemi daha iyi anlaşılabilir [1]. Bilindiği gibi kontrol bölgesindeki sıcaklık ve bağıl nem değişimleri birbiriyle bağımlıdır. Bu nedenle iklimlendirme sistemlerinin kontrolünde bu değişkenlerin birbirine bağılı olarak ifade edilmesi gerekir, aksi halde sistemde titreşimler ve enerji kayıpları oluşur. Yapılacak çalışma temel olarak iki bölümden oluşacaktır.

Çalışmanın ilk bölümünde, ölçme laboratuvarlarının iklimlendirilmesinde gözönünde bulundurulması gereken, sıcaklık, nem, hava kalitesi, hava akış şekilleri, hava hızı, odanın pozitif basınç altında tutulması, ses şiddeti gibi parametreler incelenmiştir. Ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarının iklimlendirilmesiyle direk ilgili bir standart olmamakla birlikte, temiz oda klasları kısmen kullanılabilir. Bu nedenle, temiz oda standartları ve oda klasları ve bu klasların sağlanabilmesi için kullanılan filtrasyon sistemleri hakkında da bilgi verilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde ilk olarak, Ulusal Metroloji Enstitüsünde kurulu olan kütle laboratuvarı kontrol hacmi olarak seçilmiş ve sıcaklık ve bağıl nem değişkenlerinin birbiriyle ilişkisini veren bir matematik model kurulmuştur.

Matematik modelin kurulması için Parmaksızoğlu [1] tarafından havanın geri sirkülasyonu gözönüne alınmadan kurulan model ve Öznergiz [2] tarafından sirkülasyonlu bir sistem için kurulan modellerden faydalanılmıştır. Her iki modelde bilgisayar ile çözülmüş fakat çözümler gerçek sistem ile karşılaştırılmamıştır. Bu çalışmada, matematik model kurulduktan sonra bilgisayar ile çözülmüş ve sonuçlar sistemin gerçek davranışları ile karşılaştırılmıştır.



BÖLÜM 2. ÖLÇME VE KALİBRASYON LABORATUVARININ İKLİMLENDİRİLMESİ

Bu bölümde ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarının iklimlendirilmesi hakkında bilgi verilerek, bir ölçme laboratuvarının, hava kalitesi, hava hızı ve biçimi, havanın beslenme ve emilme şekli, ses şiddeti, sıcaklık ve nem gibi parametrelerinin hangi kriterler kullanılarak seçilmesi gerektiği ve bu parametrelerin iklimlendirme üzerindeki etkileri incelenecektir.

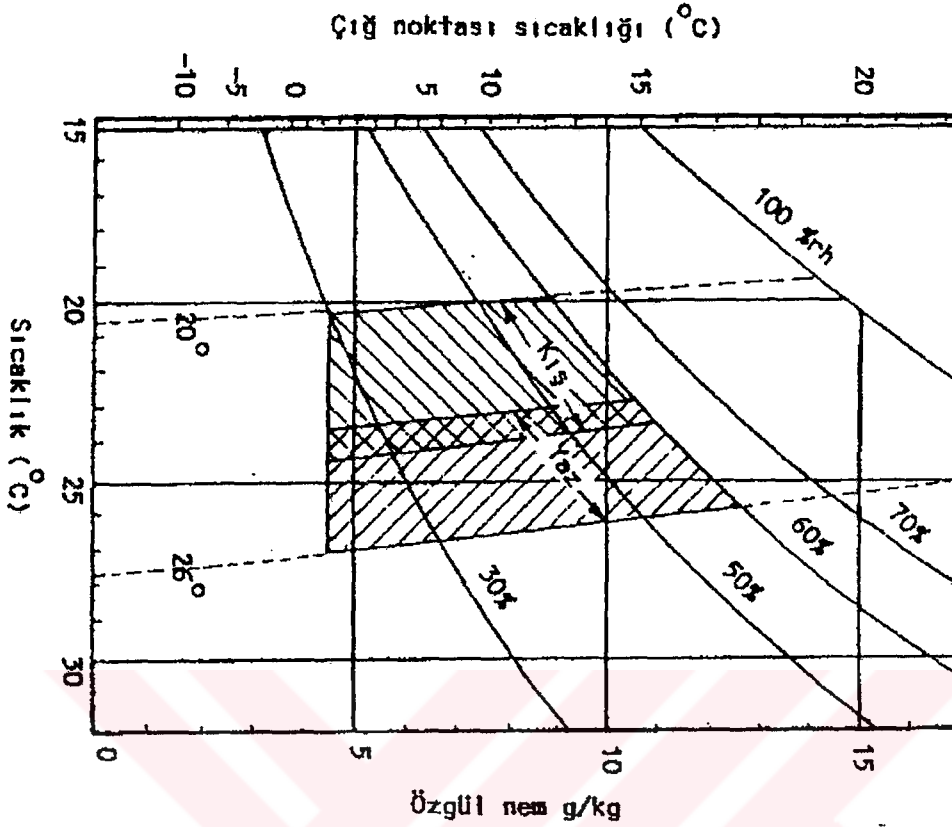
2.1. Laboratuvar Tasarımında Dikkate Alınacak Parametreler

Laboratuvar tasarımında gözönünde bulundurulması gereken ana parametreler, ortamda bulunabilecek maksimum tanecik konsantrasyonu ve çapı, sıcaklık, nem, ses şiddeti, titreşim, hava hızı, hava akış şekli ve basınçdır.

Sıcaklık kontrolünün iki amacı vardır. Bunlardan ilki, laboratuvar personelinin konforlu bir ortamda çalışmaları, ikincisi ise laboratuvar ve elektronik endüstrisinde bir çok cihazın sıcaklığa karşı duyarlı olmasıdır. Örnek olarak laboratuvardaki mekanik parçaların sıcaklık farkı dolayısıyla genleşmeleri, elektrik ekipmanlarının, örneğin bir zener diyotun, sıcaklık artımıyla beraber verdiği voltaj değerinin değişmesi gösterilebilir.

Benzer şekilde laboratuvar bağıl neminin kontrol altında tutulmasının sebeplerinden biri konfor, diğeri ise kalibrasyon ve ölçme belirsizliğini arttırmasıdır. Ortamdaki bağıl nem ile doğrudan ilgili bir özellik statik elektriktir. Ortam bağıl neminin çok düşmesi, ortamda bulunan elektronik cihazlarda statik elektrik yüklenmesine sebep olabilecek ve cihazlara zarar verebilecektir [3].

Yaz ve kış şartlarında insanların kendilerini rahat hissettikleri, üşümeyip, terlemedikleri konfor şartlar Şekil 2.1.'de görülmektedir.



Şekil 2.1. Yaz ve kış konfor bölgeleri [3]

Kontrol altında tutulması gereken bir diğer önemli parametre ise oda basıncıdır. Odayı pozitif basınç altında tutarak pencere veya kapı gibi yerlerde bulunabilecek açıklık veya çatlaklardan istenmeyen tozlu ve kirli havanın girmesi önlenmelidir. Bu işlem odada bulunan bir presostat ile kanal üzerindeki damper, fan girişindeki kanatçıklar veya fan motorunun devrine kumanda edilerek, besleme havası, dönüş havası veya egzoz havası oranı kontrol edilerek sağlanabilir. Bu hassas dengeyi her an sağlayabilmek için, hava debilerinin mümkün olduğu kadar az değişmesine dikkat edilmelidir. Örneğin oda içinde bulunan bir davlumbaz veya laboratuvar kabininden zaman zaman pis havanın eksoz edilmesi gerekiyorsa, fan devamlı çalıştırılmamalıdır. Sistemde bulunan filtrelerin zamanlı kirlenmesi ile besleme havasının debisindeki azalma da yukarıda bahsedilen yöntemlerle önlenabilir [3].

Bu yöntemlerle beraber, kullanılabilecek bir başka yöntem ise laboratuvarların bulunduğu koridordan havanın bir eksoz fanıyla emilerek dışarı atılmasıdır.

Böylece laboratuvar ile koridor arasında basınç farkı oluşturulabilir. Bir başka yöntemde hava kiliti dediğimiz çift kapı sistemidir. Bu sistemde önce açılan bir kapı ile bekleme koridoruna girilir ve ancak bu kapı kapandıktan sonra esas giriş kapısı açılarak laboratuvara girilebilir [3].

Diğer önemli bir parametre de ses şiddetidir. Laboratuvar klimaları büyük hava debilerine gerek duymakta ve kaçınılmaz olarak hava hızının sebep olduğu bir ses problemi ortaya çıkmaktadır. Laminer hava akışlı odalarda ses şiddetinin 65 decibelin altında tutulmasına çalışılır. Ses şiddetinin önemli olduğu durumlarda, örneğin akustik ölçümler yapan bir laboratuvarı, ses şiddetinin 40 decibelin altında olması gerekebilir. Elektron mikroskopu gibi çok hassas cihazların kullanıldığı laboratuvarlarda ise ses şiddeti yanında titreşim kontrolü de gerekebilir [3].

Hava hızı ise kontrol altında tutulmak istenen odanın hava akışının laminer veya türbülanslı olması ile ve aynı zamanda odadaki havanın saatteki değişimi ile ilgili önemli bir parametredir. Sürekli olmayan bir tanecik kaynağından çıkan taneciklerin ortamda kalma süresi ve ortamdaki havanın etkili olarak karışması da yine hava hızının bir fonksiyonudur [3].

Yukarıda saydığımız parametreler tamamen birbirinden bağımsızda değildirler. Örneğin sıcaklığın yüksek, bağıl nemin az olduğu bir ortamda insanların derileri kuruyacağından, deri dökülmesinden olan tanecik sayısı artacak, benzer şekilde hızın çok yüksek olması da eşya ve giyeceklerin yüzeyinden kopan taneciklerin miktarını arttıracaktır [3].

Tablo 2.1.'de ölçme laboratuvarları için dizayn kriterleri verilmiştir. Görüldüğü üzere laboratuvarın US. Fed. Std. 209 veya VDI 2083 temiz oda klaslarından bazısına uygun olması tavsiye edilir. Her ülkenin kendine göre bir temiz oda sınıfı vardır. Bununla beraber bu temizlik sınıfını sağlaması amacıyla EU3, EU7, EU9, S, Q, R gibi filtrelerinin kullanılmasının gerektiği görülmektedir [4].

Tablo 2.1. Ölçme laboratuvarları için dizayn kriterleri [4]

	Kalibrasyon ve mikro ölçme lab.	Mikro ölçme lab.	Standart ölçme lab.
İhtiyaç duyulan temiz oda sınıfı VDI 2083	5	6	Alçak toz oranı
U.S. Fed. Std. 209	10.000	1000.000	Alçak toz oranı
Sıcaklık (°C)	20-23	20-23	20-23
Sıcaklık sabiti (K)	±0.1	±0.2	±0.5
İzafi Nem (%)	45	45	45
İzafi Nem Sabiti (%)	±5	±10	±10
Maksimum Hava hızı (m/s)	0.3	0.3	0.3
Hava Değişimi 1/s	max.360	max.360	max. 360
Positif Basınç (P _a)	min.20	min.20	min.20
1. filtre	EU7	EU3	EU3
2. filtre	EU7	EU7	-
Son filtre	S	Q, R, S	EU9

2.2. Temiz Oda Standartları

Temiz odalarla ilgili bilinen ilk sınıflandırma 1963 yılında Amerikan Federal Standart 209 ile yapılmıştır. Bilahare bu standart geliştirilerek 1973’de 209a-209b, 1988’de 209D ve 1992 yılında SI birim sisteminde 209E çıkarılmıştır. Bununla beraber en çok kullanılan temiz oda standartlarından biride Alman VDI 2083 standardıdır[3].

Tablo 2.2’de 209D ve 209E temiz oda klasları orijinal İngiliz ve ayrıca SI birim sistemine dönüşmüş şekli ile görülmektedir. Bu iki standardın en çok tanınanı olan 209D de, örneğin klas 10 olan bir ortamda sırasıyla 0.5, 0.3, 0.2 ve 0.1 mikron veya daha büyük taneciklerin sayısı ft^3 ’de, 10, 30, 75 ve 350 adeti geçemeyecektir. Bütün klaslarda bulunan ortak tanecik çapı Tablo 2.2’den de görüldüğü gibi 0.5 mikrondur ve klaslara ismini veren de bu çaptaki taneciklerin sayısıdır. Örneğin klas 1000 olan bir odada 0.5 mikron veya daha büyük çaptaki tanecikler ft^3 de en fazla 1000 adet bulunabilecektir [3].

US209 standartlarının en son versiyonu olan 209E de ise Tablo 2.2’de görüldüğü gibi 10, 1000, 1000 gibi klasların yerine M2.5, M3.5, M4.5 gibi notasyonlar kullanılmıştır. Burada M harfi klasın metrik yani SI birim sisteminde tanımlandığını, yanındaki rakam ise bir m^3 havada bulunabilecek 0.5 mikron ve daha büyük çaptaki maksimum tanecik sayısının 10 tabanına göre logaritmasının virgülden sonra bir hane olacak şekilde yuvarlatılmış halini göstermektedir [3]. Örneğin 209D’ye göre klas 100 bir odada m^3 de bulunabilecek 0.5 mikrondan büyük tanecik sayısı 353’dür. Bunun 10 tabanına göre logaritması 2,5477, yuvarlatılmış hali ise 2.5 dur ve US209E ye göre klas M2.5 olarak tanımlanmıştır. 1991 yılında kullanıma giren Alman VDI 2083 standardı US209-D standardı ile beraber Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Görüleceği üzere VDI2083 standardı, 209-D Amerikan standardına çok yakındır. Tablo 2.3.de bu standardın klasları ve m^3 ’deki partikül sınır konsantrasyonları verilmiştir [5].

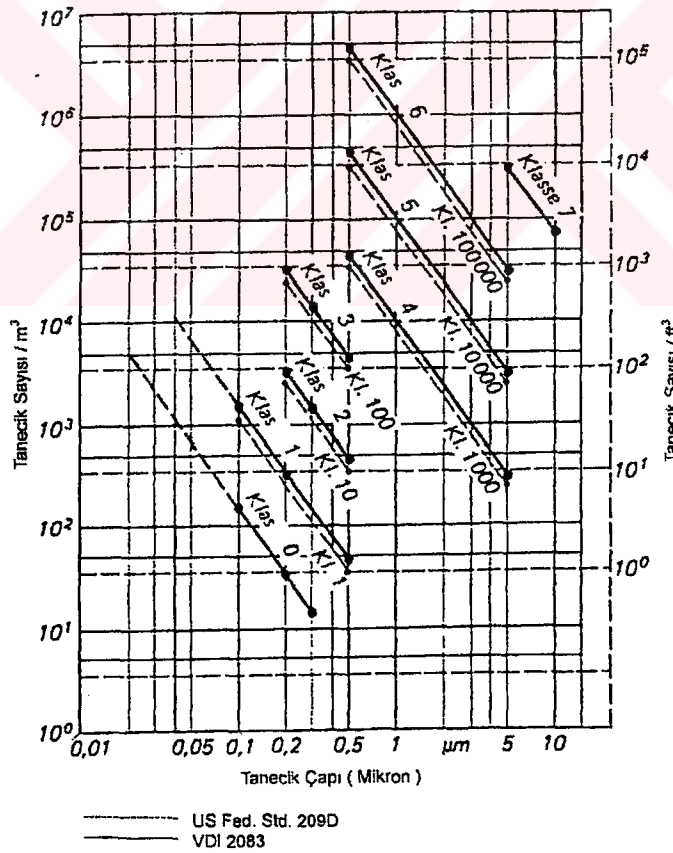
Tablo 2.2. 209D ve E temiz oda klasları [3]

US209		Anılan çapa eşit veya büyük maksimum tanecik adedi/m ³ veya ft ³									
		0.1µm		0.2µm		0.3µm		0.5µm		5µm	
		(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)	(m ³)	(ft ³)
M1		350	9.91	7.57	2.14	30.9	0.875	10.0	0.283	-	-
M1.5	1	1.240	35.0	265.0	7.50	106.0	3.000	35.3	1.000	-	-
M2		3500	99.1	757.0	21.40	309.0	8.750	100.0	2.830	-	-
M2.5	10	12.400	350.0	2650.0	75.00	1060.0	30.000	353.0	10.000	-	-
M3		35.000	991.0	7750.0	214.00	3090.0	87.500	1000.0	28.300	-	-
M3.5	100	-	-	26500.0	750.00	10600.0	300.000	3530.0	100.000	-	-
M4		-	-	75700.0	2140.00	30900.0	875.000	10000.0	283.000	-	-
M4.5	1.000	-	-	-	-	-	-	35300.0	1000.000	247	7.00
M5		-	-	-	-	-	-	100000.0	2830.000	618	17.50
	10.000	-	-	-	-	-	-	353000.0	10000.000	2470	70.00
		-	-	-	-	-	-	1000000.0	28300.000	6180	175.00
	100.000	-	-	-	-	-	-	3530000.0	100000.000	24700	700.00
		-	-	-	-	-	-	10000000.0	283000.000	61800	1750.00

Tablo 2.3. VDI 2083 temiz oda klasları [5]

Temiz oda klası	m ³ teki partikül sınır konsantrasyonu						
	0.1µm	0.2µm	0.3µm	0.5µm	1µm	5µm	10µm
0	150	33	14		10 ⁰		
1	1500	330	140	45	10 ¹		
2	15000	3300	1400	450	10 ²		
3		33000	14000	4500	10 ³		
4				45000	10 ⁴	300	
5				450000	10 ⁵	3000	
6				4500000	10 ⁶	30000	
7					10 ⁷	300000	70000

Bir temiz odanın hangi temizlik klasına girdiğini saptamak için gerekli ölçmeler ve istatistik hesaplar yapıldıktan sonra temizlik sınıfı 209-D için 100 veya daha büyük odalarda, Tablo 2.2’de verilen tanecik konsantrasyonu değerlerinin herhangi bir tanecik çapı için sağlanması yeterlidir. 100’den küçük sınıflar içinse Tablo 2.2’deki tanecik konsantrasyonu değerlerinin 1 veya daha fazla tanecik sayısı için sağlanması gerekir. 209-E’de de 1 veya birden fazla tanecik çapı için bulunan konsantrasyonların verilen sınırlar içinde olması gerekir. VDI-2083’de ise, ölçülen tanecik konsantrasyonunun her bir tanecik büyüklüğü için Tablo 2.3’de verilen sınır değerleri geçmemesi istenir. Yukarıdaki açıklamalardan görüldüğü gibi 209-D ve 209-E için ölçümlerin hangi tanecik çapında yapıldığının da belirtilmesi gerekir. 209-E standardı buna da bir açıklık getirerek sınıfın belirtilmesinde sınıf X ($Y\mu m$) şeklinde bir format önermiştir. Örneğin sınıf M 2.5 ($0.3\mu m$ ve $0.5\mu m$), temiz oda sınıfının 0.3 ve $0.5\mu m$ lik partikül çapları için sağlandığını gösterir.[3]



Şekil 2.2. US 209-D ve VDI-2083 temiz oda sınıfları [5]

2.3. Havanın Filtrasyonu ve Filtreler

Filtre seçiminde esas olan 1.nokta temiz oda sınıfıdır. Temiz oda sınıfına göre havanın temizliği için gerekli kriterler saptanarak, filtreler seçilir. Bu ise havanın çeşitli kademelerde filtrelerden geçirilmesi ile sağlanabilir. Klima sisteminde kullanılan filtreleri 3 ana grupta toplamak mümkündür [6].

1. Ön filtreler
2. Hassas filtreler
3. Mutlak ve Hepa filtreler

Atmosferik havadaki partiküllerin boyutlarındaki büyük değişiklikler ve bunlarla karşı karşıya gelinen değişik yerler dolayısıyla çeşitli filtrasyon metodlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu filtreleme metodları, aşağıdaki beş prensibin birinden yada birkaçının bileşkesinden oluşmaktadır [6].

1. Eleme Metodu: Kelimenin kendisinden de anlaşılacağı gibi havanın içindeki 10 mikron ve daha büyük boyuttaki partiküllerin 10 mikrondan küçük boyuttaki delikleri olan bir engelle havadan ayrılmasıdır [6].

2. Çökelme: Hava akımı içindeki partiküllerin yer çekimi ile çökmesidir [6].

3. Elektrostatik çöktürme: Bir iyonizasyon kaynağı tarafından elektrik ile yüklenen partiküller elektriksel olarak yüklenmiş paralel plakalar arasından geçirilir. Partiküller ters yüklü plakalar tarafından çekilir [6].

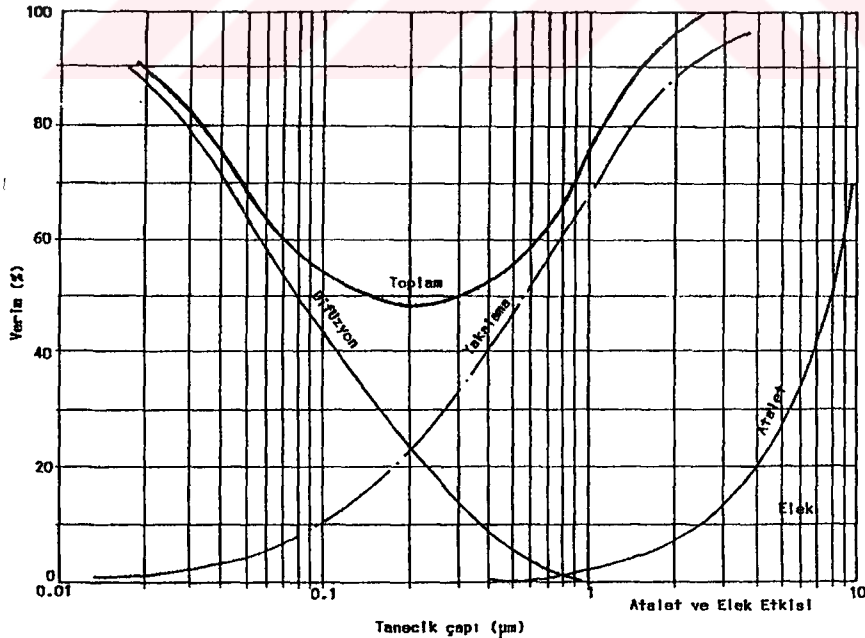
4. Vizkoz çarpma (Atalet etkisi): Çarpma partikülün havadan ayrılma biçimi, vizkoz ise ayrıldıktan sonra tekrar havaya karışmaması için nasıl engellendiğini anlatmak için kullanılmıştır. Havanın içindeki bir partikül bir engele yaklaştığında, hava engelin etrafından dolanıp akmaya devam eder, partikül ise yoluna devam etmek isterken duramadığı için bu engele çarpar ve çarpma ile hava akışından ayrılır. moleküler güç yalnız başına partikülü engele çekmede yeterli olmadığı için engele

(yani life) yapıştırıcı uygulanır ve partikülün tekrar hava akışına karışmasına engel olunur. Bu yöntem daha çok ağır parçalar için geçerlidir ve ön ve kaba filtreler için kullanılır [6].

5. Yolunu Kesme-Durdurma Prensibi: Küçük ve çok hafif partiküller hava akımını takip ederler, ancak bazı koşullarda akış yönünde giderlerken, partikül ile engel arasındaki moleküler çekim gücü tarafından durdurulurlar. Buna durdurma prensibi adı verilir. Bunun için 0.1-0.2 m/s gibi oldukça düşük bir hız istenmektedir [6].

6. Yayılma (Difüzyon) Prensibi: Mikrondan küçük parçalar rastgele hareket ederler. Bu, Brownian hareketi olarak bilinir ve buna iç moleküler güçler neden olur. Bu tip rastgele hareket eden parçalar, filtre elyafı ile çarpışarak, yapışmaktadırlar. Bu etki hava hızı, tanecik çapı ve elyaf çapı küçüldükçe artmaktadır.[6]

Bir filtrenin toplam veriminde bütün bu mekanizmaların etkisi görülür. Havayı efektif olarak temizleyebilmek için vizkoz çarpma ve durdurma, difüzyon prensiblerinin hepsinin etkisi sağlanmalıdır [6].



Şekil 2.3. Filtrasyon mekanizmalarının tanecik çapına göre filtrasyon verimine etkisi [3]

Şekil 2.3' de cam yünü elyafından yapılmış hassas bir filtrede bütün bu mekanizmaların verim üzerindeki etkisi ile toplam verimin tanecik çapına göre değişimi gösterilmektedir. Buradan 0.2-0.3 mikron çapındaki taneciklerin tutulması en zor tanecikler olduğu gözükür [3].

Filtrenin havayı temizleme etkinliğini tarif etmek için genel olarak kullanılan standart ASHRAE 52-76 ve EUROVENT 4/5 dir. Avrupada 1993 yılında çıkartılmış olan CEN (Comite Europeen du Normalisation) ve DIN 24185 filtre verim ölçme standardıda yine ASHRAE'yi esas almıştır. Verimlilik kavramı kolay anlaşılabilir görünmesine karşın tanımlanması oldukça zordur. Değişik sınıflardan filtrelerin verimliliklerinin değişik şekillerde tanımlanması gerekir [3].

Hava akımının içinde 100gr. toz olduğu varsayıldığında, bir filtre bu tozun 80 gr.ını ayırabiliyorsa, bu filtrenin %80 toz tutma verimi olduğu anlamına gelir. Vizkos çarpma esasına göre çalışan filtrelerde kullanılan bu verimlilik, tutulan toz ağırlığına göre verimlilik (weight arrestance) olarak adlandırılır [6].

Atmosferik toz verimi (Atmospheric Dust Spot Efficiency) adındaki diğer yöntemde ise, atmosferik hava ile yapılan verim deneyinde, test edilecek filtreden önce ve sonra konulan kağıt filtrelerin optik olarak karşılaştırılması esas alınmıştır. Bu yöntemin kullanılmasının temel sebebi, atmosferik partiküllerin toplam ağırlığının %97'sinin, toplam partikül sayısının %1'ini oluşturmasıdır. Bundan dolayı, küçük partikülleri ayıran filtreler için tutulan toz ağırlığına göre verimlilik terimini kullanmak mümkün değildir [6].

ASHRAE standardına göre filtreler için her iki deneyinde tayin edilmesi öngörülmektedir. Ancak atmosferik toz verimi %20'nin altında olan filtreler için bu verim istenmez [6].

Atmosferik toz verimi %98'in üzerindeki filtreler için DOP testi yapılır. Bu testde plastik ve boyalarda kullanılan dioctyle pthalate adlı madde kullanılır. DOP verimi %99,97 den büyük olan filtrelere mutlak filtre adı verilir. Bu 0.3 μm

çapındaki 1.000.000 tanecikten yalnız 3 tanesinin filtreden geçebildiği anlamına gelir. DOP verimi %99.7 den büyük, temiz iken normal debisinde maksimum 250 Pa basınç kaybında çalışıp kullanıp atılır cinsten filtreler verilen isim HEPA (High Efficiency Particulate Air Filter) filtredir. Almanya’da DIN 24184 normuna göre mutlak filitreler Q, R, S olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar. Bununla beraber (EUROVENT 4/4/BS3298) standartıda, BS3238 İngiliz standardındaki sodyum alevi testini temel olarak kullanmaya başlamıştır [3].

Tablo 2.4. ASHRAE 52-76 ve EUROVENT 4/5 standartlarının [3]

1	2	Eurovent Klası	Filtre Kalitesi
99.5	95	EU9	Mutlak
99.3	90	EU8	Hassas
98.0	80	EU7	Hassas
95.0	60	EU6	Hassas
92.0	40	EU5	hassas
90.0	35	EU4	Orta
80.0	20	EU3	orta
65.0	10	EU2	orta
		EU1	kaba

(1): ASHRAE 52-76 Toz ağırlığına göre verim

(2): ASHRAE 52-76 Atmosferik toz verimi

Ülkemizde filtre firmaları ve kullanıcılarının filtreleri, ASHRAE’deki test methodlarını esas alan EUROVENT Standartı ile EU3, EU4 gibi isimlendirilirler. Tablo 2.4.’de ASHRAE 52-76 standartındaki verim testlerine göre filtrelerin Eurovent klasları verilmiştir [3]. Tablo 2.5.’de ise hepa filtreler için DIN 24184 DOP testi ve Eurovent Sodyum alevi testi sonucu ortaya çıkan klaslar görülmektedir.

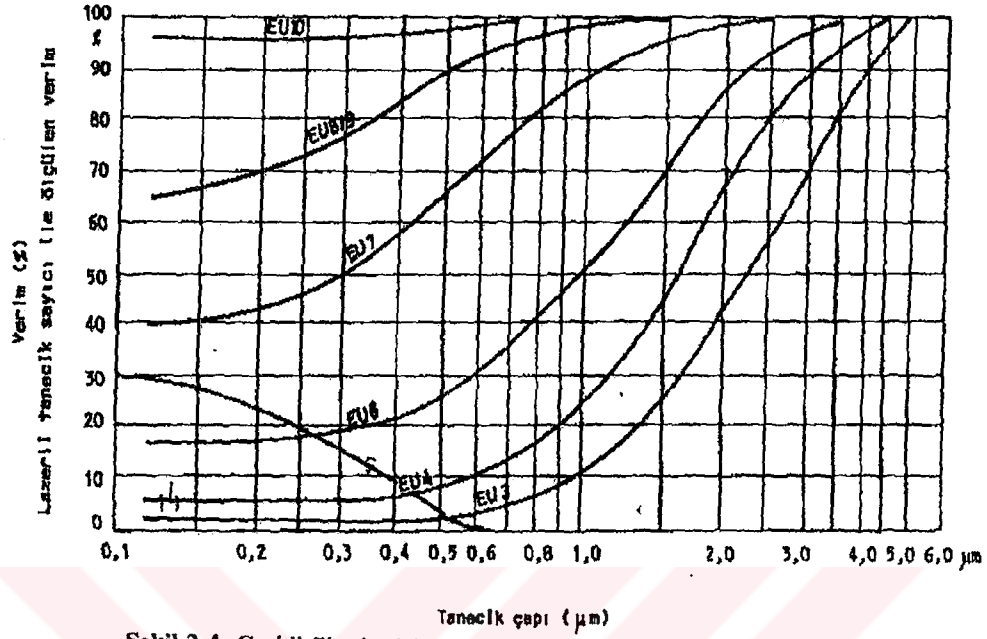
Tablo 2.5. Hepa Filtreler için kullanılan test metodlarının karşılaştırılması [3].

DIN 24184 DOP Testi	DIN 24184 Klası	Eurovent klası	Eurovent Sodyum Alevi Testi	Filtre İsmi
99.99995	U	EU14	99.999	ULPA
99.9995	T	EU13	99.99	HEPA
99.97	S	EU12	99.97	
98	R	EU11	99.9	MİKRO FİLTRE
85	Q	EU10	95	

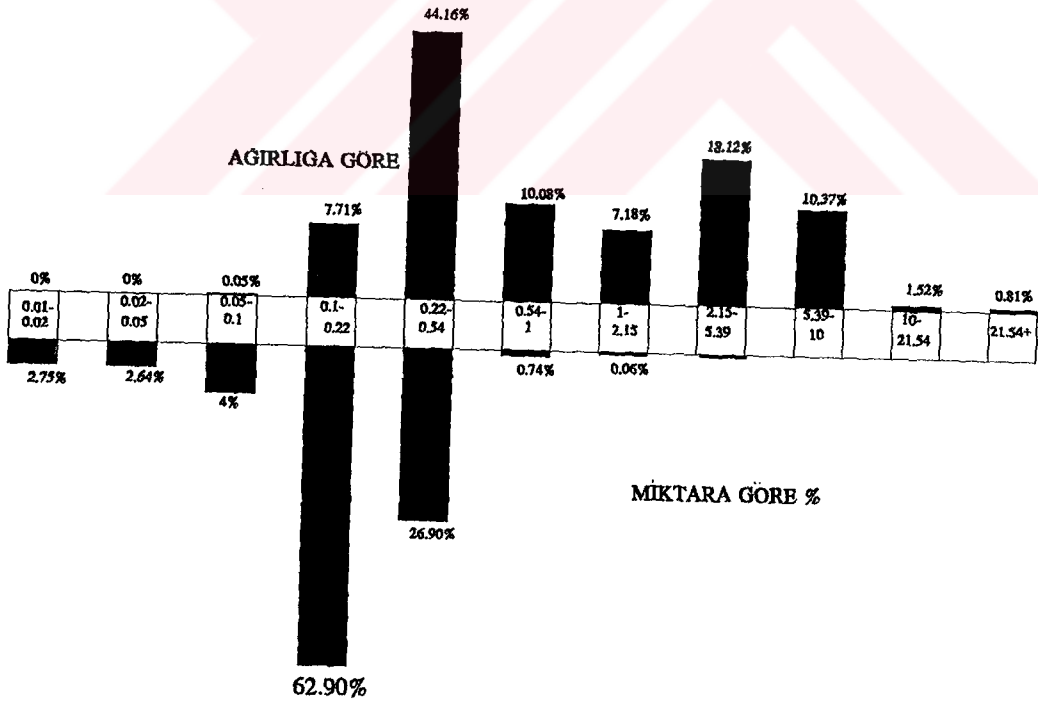
İlerleyen teknolojininde yardımıyla laserli tanecik sayıcılar geliştirilmiş ve filtre veriminin tayininde kullanılmaya başlanmıştır. Eurovent 4/9 standartında da tanımlanan bu yeni metodun, klasik DOP testi ve ASHRAE 52-76 verim tanımlarına göre önemli avantajları vardır. Bunlar arasında filtre veriminin, filtrenin kullanılacağı yerde istenen özelliklere göre (örneğin istenen tanecik çapı için) test edilebilmesi, laboratuvar şartları ile gerçek uygulama arasındaki benzeşime daha iyi uyum sağlama ve mahalde deney imkanının olması sayılabilir. Şekil 2.4. de lazerli bir tanecik sayıcı kullanılarak çeşitli filtreler ile yapılmış verim deneyleri görülmektedir [3].

Şekil 2.5., İstanbul'da 1994-95 kış mevsiminde ulaşılan en yüksek hava kirliliği ölçümlerine dayanılarak (214 mikrogram/m³), AAF International BV/Hollanda firması uzmanları tarafından hazırlanan parçacık dağılımı görülmektedir. Bu diyagramdan görüldüğü gibi, taneciklerin adet olarak %99.93 ünü bir mikrondan küçük tanecikler oluşturmaktadır. Şekil 2.4'de bu çaptaki tanecikler için filtre verimi EU3 için %10, EU4 için %24, EU6 için %50, EU7 için %88, EU8-9 için %97 mertebelerindedir. US 209-D de tanımlanan temiz oda klaslarından, ölçme laboratuvarları için en çok kullanılan, 10.000 ve 100.000 klaslarında en az 0.5 µm taneciklerin kontrolü gerektiğinden, son filtrenin en az

EU8 veya EU9 olması tavsiye edilebilir [6].



Şekil 2.4. Çeşitli filtreler için laserli tanecik sayıcı ile ölçülen verim [3]



Şekil 2.5. Havadaki partikül boyut dağılımı (İstanbul ortalama toz konsantrasyonuna göre [6])

Filtre seçiminde genel kaide, verilen bir hava debisi için filtre yüzeyini mümkün olduğu kadar büyük seçmektir. Bu şekilde filtre ömrü arttığı gibi, basınç kayıpları da azalacağından, işletme masraflarında düşecektir [6]. Filtre seçimi yapılırken, filtre verimi (%), eurovent sınıfı (EU), filtre alan hızı m/s, seçilen hız ve debide temiz filtre basınç kaybı (Pa), filtre ortalama ömrü gözönünde bulundurulur. Tablo 2.6.'da Eurovent filtreleri için müsaade edilen hız ve basınç kaybı değerleri verilmiştir.

Tablo 2.6. EU Klası filtreler için hız ve basınç kaybı değerleri [7].

Eurovent Klası	Hız (m/s)	Basınç kaybı (mmss)
EU1, EU2	2-3	2.5-12
EU3, EU4, EU5,	2-2.5	5-15
EU6, EU7, EU8,	1.5-3	15-30
EU9	1.5	15-60
EU10	1.5	25-50
EU11	1.5	25-50
EU12	0.75	25-50
EU13	1.5	32-50
EU14	0.45	20-50

2.4. Hava Dağılımları

Genel olarak hava dağılımı pahallı ama ideal olarak kabul edilen laminar ve ucuz bir çözüm olan türbülanslı akış olmak üzere ikiye ayrılır. Laminar akışta akış çizgileri birbirine paraleldir ve hız yaklaşık olarak her yerde aynıdır. Paralel akış çizgileri önüne bir engel çıktığı zaman ona çarparak engel etrafında dönüp tekrar paralel hale gelirler. Türbülanslı akış, isminden de anlaşılabilceği gibi düzensiz bir akıştır, akım çizgileri rastgele dağılmıştır [3].

Oda içindeki hava dağılımının, laminar, türbülanslı veya zayıf türbülanslı olduğunu türbülans derecesi gösterir. Bunun için oda içindeki hava hızı, çeşitli değerler için ölçülür. Bu ölçümlerden hava hızının ortalama değerine, standart sapmasına geçilerek, hava hızının türbülans derecesi hesaplanabilir. Bu ifadeleri formülize edersek [8];

w_i (m/s) Hava hızının ani değeri

n Alınan ölçüm sayısı

olmak üzere,

$$\text{Hava hızının ortalama değeri (m/s), } \bar{w} = \frac{1}{n} \sum w_i \quad (2.1)$$

$$\text{Hava hızının standart sapması (m/s), } S_w = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (w_i - \bar{w})^2} \quad (2.3)$$

$$\text{Hava hızının türbülans derecesi (\%), } T_u = \frac{S_w}{\bar{w}} \cdot 100 \quad (2.4)$$

olarak hesaplanır.

Hesaplanan türbülans derecesi (T_u);

$T_u < 5$ ise laminar akış,

$20 > T_u > 5$ ise zayıf türbülanslı akış

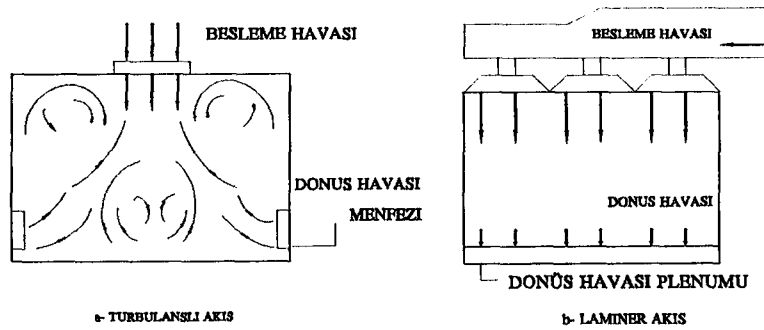
$T_u > 20$ ise türbülanslı akış olarak adlandırılır.

Ölçüm noktasındaki hava hızı, rastgele alınan örnekleme metoduyla veya DIN 55302'deki durdurma süresi metodu ile ölçülür. Alınan ölçüm sayısı ise akışın laminar veya türbülanslı olma durumuna göre 10 ila 300 arasında değişmektedir [8].

Türbülanslı hareket eden havada, tanecikler yüzeylere laminar akışa nazaran çok daha fazla çarpmakta ve yüzeylere yapışıp kalmaktadırlar. Genellikle klas 10.000 ve 100.000 arasında kullanılan türbülanslı sistemler havanın veriliş ve toplanış şekline göre bir kaç değişik tipte olabilirler. Ancak hepsinde akışın laminar olmamasının getirdiği mahsurlar mevcuttur. Laminer hava akımında havanın etrafa dağıtmadan bir süpürge gibi alıp götürdüğü tanecikler, türbülanslı akışta etrafa dağılır. Hava hızlarının da uygun olması halinde birleşerek daha büyük tanecikler oluşturur ve odanın kirlenmesine sebep olurlar. Bu nedenle bu tip odalarda türbülansın mümkün olduğu kadar azaltılması için tedbirler alınmalı ve hava giriş yönüne dik yöndeki hızların 0.15-0.45 m/s arasında kalmasına çalışılmalıdır [3].

Laminer odalarda ise taneciklerin düşük hava hızlarında çökmesini önlemek ve ısı kaynaklarından oluşabilecek sekonder akımları bastırmak için hava hızının 0.45 m/s olması önerilir. Yapılan bir deneyde, aynı kirlilik oranındaki laminar ve türbülanslı akış önüne konan mikroorganizma üretme kaplarında, laminar akışta kaba yapışan mikroorganizmalarla sıfır kirlilik ölçülürken, türbülanslı akışta %64 ve %200 ölçülmüştür. Bu deney laminar akışın, özellikle yüksek klas istenilen temiz odalarda ne kadar gerekli olduğunu ortaya çıkartan güzel bir örnektir [3].

Şekil 2.6.'da türbülanslı ve laminar akışlı odalardaki hava dağılımı şematik olarak gösterilmiştir.

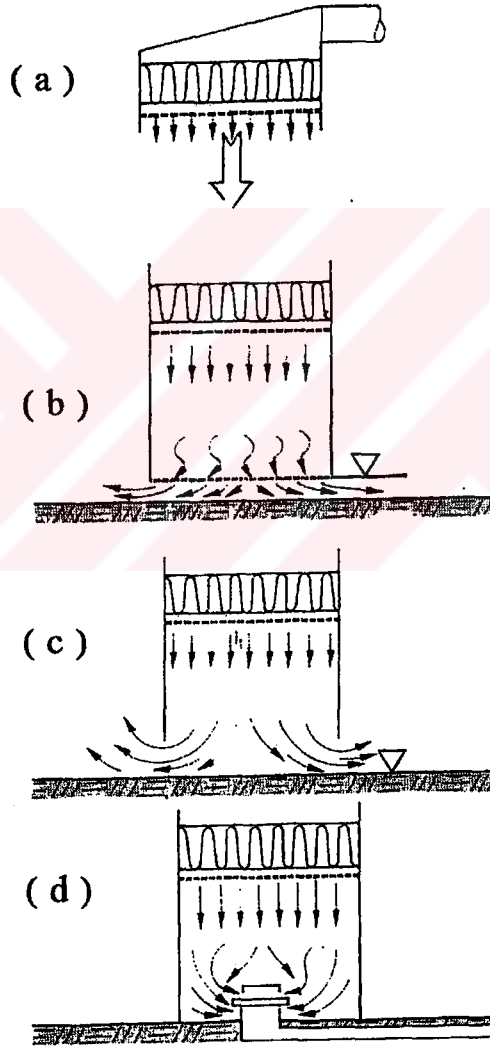


Şekil 2.6. Akış şekline göre hava dağılımı [9]

Laboratuvarlarda, havanın hareket yönüne ve şekline göre dikey, yatık, eğik, dağınık ve de dairesel olmak üzere 5 farklı hava akışı uygulanabilir [8].

1. Yukarıdan veya aşağıdan dikey akışlı odalar

Hava genellikle bir filtreden geçirildikten sonra, dikey olarak plenum veya asma tavan vasıtasıyla odaya verilir (Şekil 2.7.-a). Dönüş havası ise, yine bir plenum vasıtası ile (Şekil 2.7.-b) toplanabileceği gibi, Şekil 2.7.-c,d' deki gibi menfezler yardımıyla da toplanabilir.



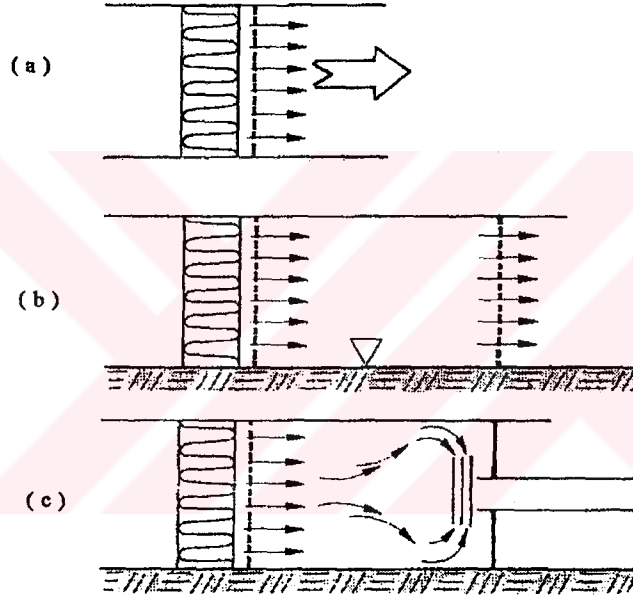
Şekil 2.7. Dikey hava akışlı odalar

2. Yatay hava akışlı odalar

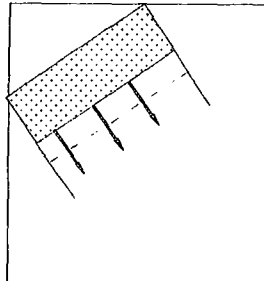
Bu tip odalarda hava yatay olarak odaya verilir. Dönüş havası ise bir plenum veya menfezler tarafından Şekil 2.8.-a,b,c’de görüldüğü üzere odadan çekilir. Yatay akışlı odaların tasarımında dikkatli olmak gerekir. Çünkü yatay hava hareketi dolayısıyla bir tanecik kaynağından alınan tanecikler, istenmeyen bir yere taşınabileceği için problemler ortaya çıkabilir.

3. Eğik hava akışlı odalar

. Odanın belirli bir bölümünde, istenilen temiz oda klasını sağlamak için kullanılır.



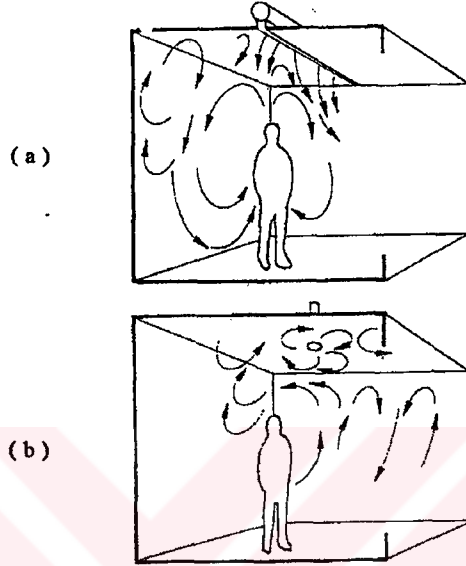
Şekil 2.8. Yatay hava akışlı odalar



Şekil 2.9. Eğik hava akışlı odalar

4. Difüziv hava akışlı odalar

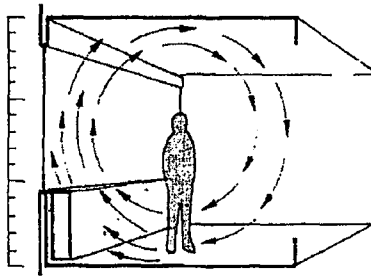
Giren hava doğrudan odadaki kullanım alanına verilir. Besleme havası doğrusal (Şekil 2.10-a) ve dairesel (Şekil 2.10-b) menfezlerden odaya verilir. Tam türbülanslı bir akış söz konusudur.



Şekil 2.10. Difüziv hava akışlı odalar

5. Dairesel hava akışlı odalar

Hava, odayı sınırlandıran duvarlardan birinden kapalı, dairevi bir hava akımı oluşturacak şekilde verilir.



Şekil 2.11. Dairesel hava akışlı odalar

2.5. Kullanılan Yapı Malzemesi ve Odanın İnşaatı[3]

Yapı malzemelerinin seçiminde bunların toz ve kimyasal buhar çıkaran cinsten olmaması, yüzeylerin gözenekli olmaması, büyük parçalardan yapılmış, dolayısıyla minimum ek ve birleşim yerleri olması, tercihan temizlenebilir cinsten olması istenir.

Klasik duvar malzemeleri kullanıldığı zaman, yüzeyin muhakkak kaplanması gerekir. Kaplama malzemesi olarak genellikle vinil tabakalar veya formika gibi malzemeler tavsiye edilir. Yüzeylerin özel boyalarla boyanması ise fazla önerilmemekle beraber, yine kabul edilebilir bir çözümdür. Boyaların uzun bir süre odaya içlerindeki uçucu maddeleri vermeleri ve tamamen kuruduktan sonra kırılgan hale gelmeleri dezavantajdır. Boya olarak epoksi en çok tercih edilen malzemedir.

Temiz odada en çok dikkat edilmesi gereken yapı malzemesi ise, zeminde kullanılacak malzemedir. Yaya trafiği, zemin temizliği, içerde kullanılan arabalar gibi işlemler zemin malzemesi üzerinde olumsuz bir etki yapar. Bu nedenle çizilmeyen, çatlamayan, aşınmayan, mekanik ve kimyasal aşınmalara dayanıklı bir malzeme gerekmektedir. En ucuz ve uygulaması kolay olan, beton zemin üzerine vinil tabaka kaplamasıdır. En çok kullanılan bir zemin kaplama türüde epoksidir. Kimyasal maddelere karşı etkilenmemesi ve kolay aşınmaması tercih sebebidir.

Tavan konstrüksiyonu zeminden çok farklıdır. Tavanda filtreler, aydınlatma, yangın armatürleri, hava kanalları bulunabilmektedir. Bunların hiç olmazsa bir kısmını saklayabilmek için asma tavan kullanılır. Asma tavan için asma tavan sökülebilir olarak yapılır. Bu elemanlar yine toz çıkarmayacak malzemelerden olmalı veya formika, vinil, epoksi, polyester kaplı olarak imal edilmelidir.

Yukarıdan da anlaşıldığı gibi laboratuvar iklimlendirmesi yapımında, normal bir inşaatmış gibi davranmak çok yanlıştır. İnşaatın başlangıcından, bitimine kadar planlı-programlı olması, inşaat esnasında kullanılan malzemelerin tozlanmayacak ve çizilmeyecek şekilde depolanması gerekir.

BÖLÜM 3. KONTROLLÜ YAPILAN SİSTEMİN TANITILMASI

Kalibrasyon ve ölçme laboratuvarları için ortam koşullarının kontrolü, laboratuvarların tescil düzeyini belirleyen en önemli unsurlardan biridir. Üç seviyeden oluşan (birincil, ikincil, ve üçüncül) kalibrasyon laboratuvarlarının, ölçüm doğrulukları her seviye arasında 4-10 misli bir artış gerektirmekte ve birincil düzey, tüm sistemin en üst referans noktası olarak değerlendirilmektedir.

Ülkemize birincil düzeyde kalibrasyon ve ölçme alanında hizmet vermek amacıyla kurulan Ulusal Metroloji Enstitüsü laboratuvarlarının iklimlendirilmesi Alman Weiss Klimatechnik tarafından yapılmıştır.

Bu bölümde, kurulu olan klima sistemi tanıtılacak, böylece daha sonraki bölümlerde ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarından biri olan kütle laboratuvarının matematik modeli çıkartılıp çözülebilecek ve bulunan değerler deney sonuçları ile karşılaştırılabilecektir.

Kurulu olan klima sistemi 3 ana bölümden oluşur. Bu bölümler;

1. Laboratuvarlara gerekli olan taze havayı sağlayan, aynı zamanda laboratuvarların nem kontrolünü de gerçekleştiren merkezi taze hava ünitesi

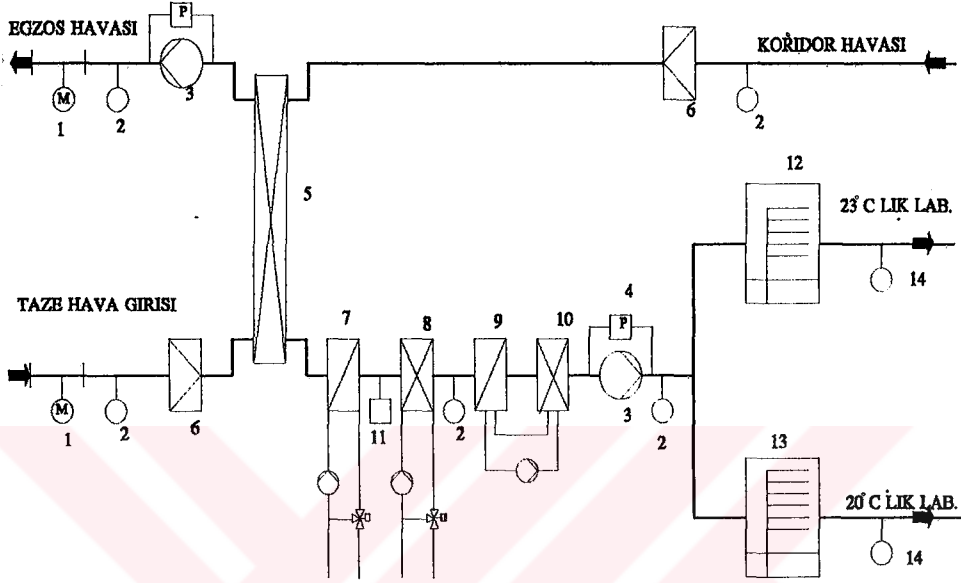
2. Laboratuvar klima üniteleri

3. Laboratuvar klima ünitelerine ve merkezi taze hava ünitesine gerekli olan soğuk suyu sağlayan soğutma gruplarıdır.

Bu bölümde yapılacak olan teorik ve deneysel çalışmaların daha iyi anlaşılabilmesi için, sistemin bölümleri incelenecek ve sistemin otomatik kontrolü hakkında da bilgi verilecektir.

3.1. Merkezi Taze Hava Ünitesi

Laboratuvarların taze hava ihtiyaçlarının sağlanması ve aynı zamanda, bu taze havanın iklimlendirilmesiyle laboratuvarlardaki nem kontrolünün de yapılmasını sağlayan ünedir.(Şekil 3.1)



Şekil 3.1. Taze hava ünitesi

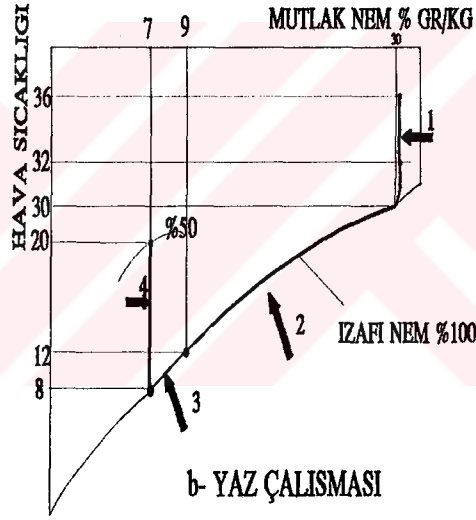
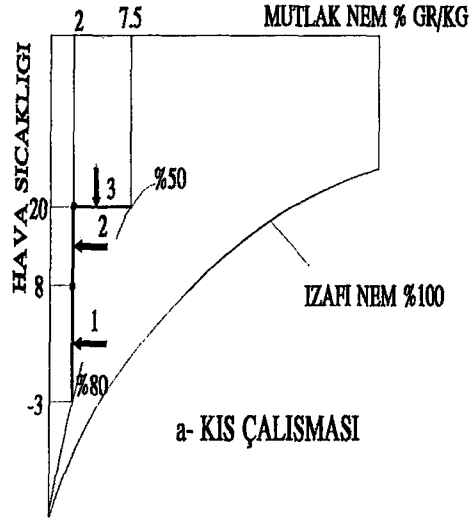
1. damper motoru
2. sıcaklık sensörü
3. fan
4. hava akışı kontrol sensörü
5. ısı borusu
6. filtre, EU7
7. ısıtıcı ünite
8. soğutucu ünite
9. nem alma ünitesi evedaratörü
10. nem alma ünitesi kondensörü
11. güvenlik termostatu
12. buharlı nemlendirici (23°C'lik lab. için)
13. buharlı nemlendirici (20°C'lik lab. için)
14. mutlak nem sensörü

Taze hava ünitesi yaz ve kış şartlarında iki farklı şekilde çalışmaktadır.

3.1.1. Yaz Çalışması

Bu çalışma şeklinde, Şekil 3.1.'de gösterilen ısı borusu, 3 yollu vana kontrollü soğutma ünitesi ve nem alma ünitesi, istenilen taze hava nem ve

sıcaklık değerini sağlayacak şekilde çalışır.



Şekil 3.2. Taze hava ünitesi yaz ve kış çalışması

Havanın yazın iklimlendirilmesi Şekil 3.2.'de 36°C ve 31 gr/kg mutlak nem değerleri için verilmiştir. İşlem sırası aşağıdaki gibidir.

1. Dış hava filtre edildikten sonra ısı borusuna girer. Koridorlardan çekilen egzoz havası (20°C), dış havayı bir miktar soğutur (Şekil 3.2.-b, 1 nolu ünite).

2. Sabit mutlak nemde biraz soğuyan hava 3 yollu vana kontrollü soğutucu üniteye girer. Bu üniteye havanın içindeki su buharı alınır (Şekil 3.2.-b, 2 nolu ünite).

3. Doyma noktasında yaklaşık 12°C ve 9 gr/kg mutlak nemindeki hava, nem alma ünitesinin evaporatörüne girer. Evaporatörde 7 gr/kg ve 8°C 'a kadar soğutulur (Şekil 3.2.-b, 3 nolu ünite).

4. Nem alma ünitesinin kondensör kısmına giren taze hava sabit mutlak nemde ısıtılarak, istenilen sıcaklık ve izafi nem değerine şartlandırılır (Şekil 3.2.-b, 4 nolu ünite).

Havanın şartlandırılmış hali, verilen sıcaklık ve mutlak nem setpoint değerlerine bağlıdır. Örneğin Şekil 3.1.'deki 20°C 'lik laboratuvarlar için verilen setpoint 7 gr/kg iken 23°C lik laboratuvarlar için verilen setpoint 10 gr/kg ise ve istenilen besleme havası sıcaklığı da 20°C ise, sistem yaz çalışması ile verilen 7 gr/kg ile 20°C değerlerini tutturacaktır. Bu durumda, 23°C 'lik laboratuvarların buharlı nemlendiricisi (Şekil 3.1., 14 nolu ünite) devreye girerek kendi hattındaki nem değerini 10 gr/kg'a çıkaracaktır. Böylece 20°C 'lik laboratuvarlara 7 gr/kg ve 23°C lik laboratuvarlara da 10 gr/kg mutlak nemde taze hava ulaşacaktır.

3.1.2. Kış Çalışması

Bu çalışma şeklinde Şekil 3.1. de gösterilen ısı borusu, üç yollu vana kontrollü ısıtıcı ünite ve buharlı nemlendiriciler istenilen taze hava sıcaklık ve nem değerlerini sağlayacak şekilde çalışır. Havanın iklimlendirilmesi işlemi Şekil 3.2.-b'de -3°C ve %20 izafi nem dış hava şartları için verilmiştir. İşlem sırası aşağıdaki gibidir.

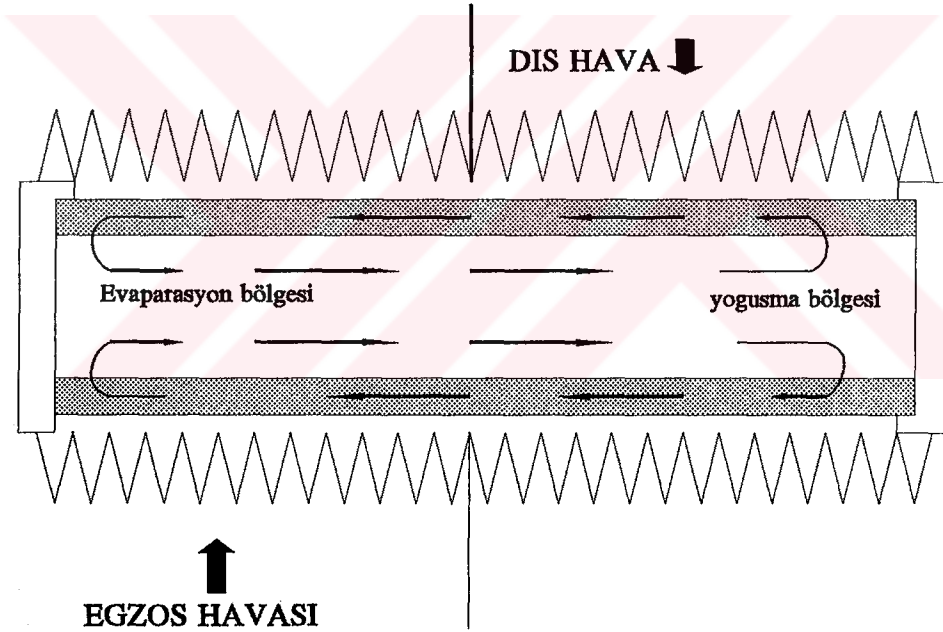
1. Dış hava filtre edildikten sonra, ısı borusuna girer. Laboratuvar koridorlarından çekilen egzoz havası ($\approx 20^{\circ}\text{C}$) dış havayı bir miktar ısıtır (Şekil 3.2.-a, 1 nolu ünite).

2. Sabit mutlak nemde biraz ısınan hava, 3 yollu vana kontrollü ısıtıcı üniteye girer. Kazandan gelen sıcak su ile taze hava sabit mutlak nemde ısıtılır (Şekil 3.2.-a, 2 nolu ünite).

3. Yaklaşık 20°C ve 2-3 gr/kg mutlak nem değerindeki hava, ikiye bölünür ve buharlı nemlendiricilerde istenilen setpoint değeri için sabit sıcaklıkta nemlendirilir.

3.1.3. Sistem Elemanlarının Tanıtılması

3.1.3.1. Isı Borusu [10]



Şekil 3.3. Isı borusunun çalışması

Isı borusu, ısı üreten kütle akışından, ısı absorbe eden kütle akışına termal enerji transferi için en ideal çözümlerden birisidir. Kanatlı yatay bir boru içinde bir transfer akışkanı bulunur. Bu akışkan, sıcak tarafta buharlaşır ve soğuk tarafta yoğunlaşır ve böylece termal enerjiyi transfer eder. Sıcak tarafa doğru verilen eğim

vasıtası ile yoğunlaşan sıvının, yerçekimi ile sıcak tarafa dönmesi sağlanır. Sıvı fazından buhar fazına sabit geçiş sağlar, örneğin bir bakır çubuk tip aynı kesitli ısı değiştiricisinden 1000 kat fazla ısı transfer eder. Isı borusunun her tarafındaki sıcaklıklar hemen hemen eşittir. Isı borusunun en büyük avantajları sabit iç buhar ve sıvı akışı ile ısı transferini sağlaması, hareketli parçalarının olmaması, ek enerjiye ihtiyaç duymaması, sessiz olması ve herhangi bir bakım gerektirmemesidir.

Sistemde bulunan ısı borusunun eğimi bir stepmotor tarafından ayarlanarak, yaz ve kış çalışması sağlanmaktadır. Bu şekilde yazın dış hava, egzoz havası ile soğutulmakta, kışın ise ısıtılabilir.

Isı borusunun ısıtma kapasitesinin hesabında imalatçı firma tarafından verilmiş aşağıdaki formül kullanılır.

$$Q = Q_2 V \rho \Delta T \quad (3.1)$$

Bu formülde,

$$V : \frac{m^3}{s} : \text{hava debisi}$$

$$\rho : \text{havanın yoğunluğu}$$

$$\Delta T : \text{ısı borusuna giren dış hava sıcaklığı - çıkan egzoz}$$

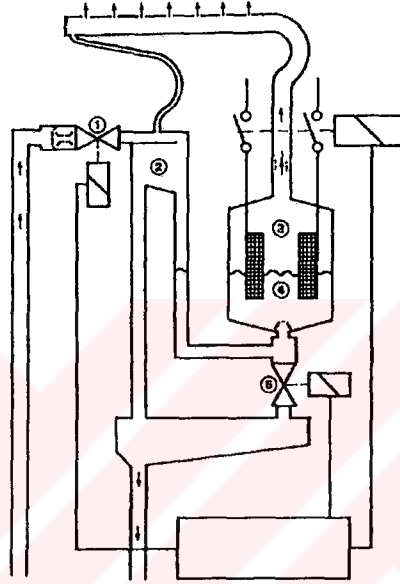
$$\text{havası sıcaklığı}$$

$$Q_2 : \text{ısı borusu basınç düşümü katsayısı } 0 < Q_2 < 1$$

olmaktadır.

3.1.3.2. Buharlı Nemlendiriciler [10]

Sistemde 20 ve 23°C'lik laboratuvarlar için birer adet buharlı nemlendirici bulunmaktadır. Şekil 3.4.'de görülen buharlı nemlendiricide normal şehir suyu, bir buhar silindrinde, elektrikle basınçsız olarak buharlaştırılıp taze hava kanallarına basılır. Kurulu sistemde 20°C'lik laboratuvarlar için 22 kg/h ve 23°C'lik laboratuvarlar için 42 kg/h lık iki nemlendirici bulunmaktadır.



Şekil 3.4. Buharlı nemlendirici

Nemlendirici çalıştırıldığı zaman 1 nolu giriş vanası açılır. Su 2 nolu depoya dolar, buradan 3 nolu silindire dolan su bir kaç dakika içinde 4 nolu elektrotlar vasıtası ile ısıtılarak buharlaştırılır ve hava kanalı içine basılır. Buhar miktarı, elektrotlara verilen akıma ve elektrotların yerleştirilme derinliğine bağlıdır. Sudaki mineral tuzlar evaporasyon sırasında, silindirde kaldığı için, bu tuzlar 5 nolu boşaltma vanası vasıtası ile bir miktar su ile birlikte dışarı atılır.

Buharlı nemlendiricilerin kapasite hesabında aşağıdaki formül kullanılır.

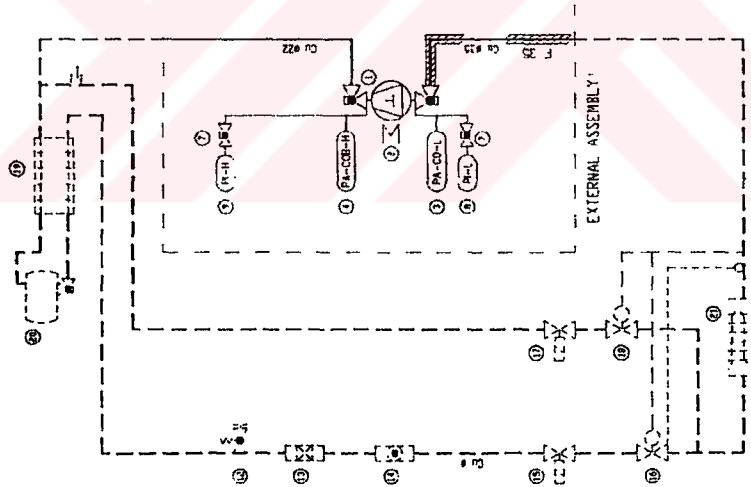
$$m_D = \frac{V \rho}{1000} (x_2 - x_1) \quad (3.2.)$$

Burada;

- m_D : Saatteki maksimum buhar kapasitesi (kg/h)
 V : Hava debisi (m^3/h)
 ρ : Havanın özgül hacmi (m^3/kg)
 x_2 : İstenilen mutlak nem (g/kg)
 x_1 : Minimum mutlak dış hava nemi(g/kg)

3.1.3.3. Nem Alma Ünitesi [10]

Tam hermetik kompresör, evaporatör, kondensör, genişleme valfi ve kontrol elemanlarından oluşan ünedir. Yazın evaporatörde nem alma ve kondensörde havayı sabit mutlak nemde ısıtarak, istenilen sıcaklık ve izafi nem değerlerine getirme amacıyla kullanılmaktadır. Ünitenin kompresör gücü 12 kW, kondensör kapasitesi 48 kW, evaporatör kapasitesi ise 36 kW'dır. Şekil 3.5.'de devre şeması verilen nem alma ünitesi istenilen nem değerine göre otomatik çalışmaktadır.



Şekil 3.5. Nem alma ünitesi devre şeması

- | | | |
|----------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 21. Evaporatör | 12. Kontrol valfi | 19. Kondensör |
| 20. Sıvı toplayıcısı | 9. Yüksek basınç göstergesi | 18. By-pass regülatörü |
| 17. Selenoid valf | 4. Presostat yüksek basınç | 8. Alçak basınç göstergesi |
| 16. Genişleme valfi | 3. Presostat alçak basınç | 7. Kapatma valfi |
| 15. Selenoid valf | 2. Krank ısıtıcısı | |

3.2. Soğutma Grupları

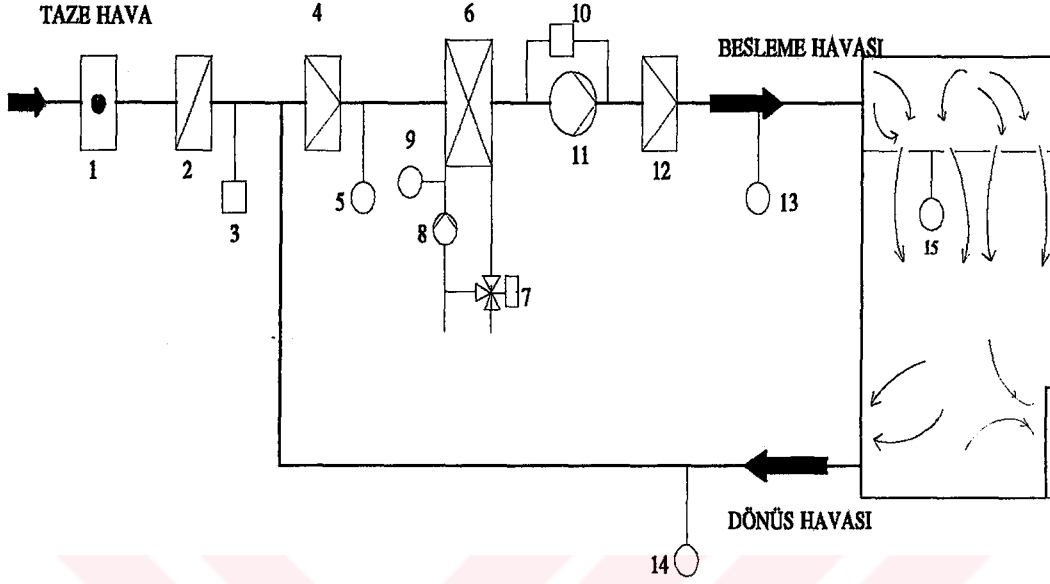
Klima sisteminde, laboratuvar klimaları ve taze hava ünitesinin ihtiyacı olan soğuk suyu sağlayan 3 adet hava soğutmalı soğutma grubu mevcuttur. Bu ünitelerden ilki, laboratuvar klima ünitelerine 12-18°C soğuk su, ikincisi taze hava ünitesine 6-12°C soğuk su sağlarken, son ünite yedekleme amacıyla. Temel iki soğutma gruplarında bir arıza olduğu zaman, otomatik olarak yedek ünite, motorlu by pass vanaları vasıtasıyla devreye girmektedir. Soğutma gruplarının kapasitesi 120 kW dır ve Freon 12 soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır.

3.3. Laboratuvar Klima Üniteleri

Yalnızca sıcaklık kontrolünün yapıldığı laboratuvar klima ünitelerinde gerekli olan taze hava merkezi taze hava ünitesinden sağlanmakta, bu üniteden gelen havayla laboratuvarların nemlendirilmesi de yapılmaktadır. Şekil 3.6.'da laboratuvar klima ünitelerinden birinin prensib şeması verilmiştir.

Enstitüde 21 adet klima ünitesi bulunmaktadır. Laboratuvarların klima dataları Tablo 3.1.'de verilmiştir. Laboratuvarların ısıtma ısıl yükünün Tablo 3.1.'de görüldüğü üzere düşük olması sebebi ile sistem dizaynında ısıtıcı kullanılmamış, bu amaçla fan ısısından faydalanılmıştır. Sistemin soğutması otomatik 3 yollu vana ile serpantine giren soğuk suyun debi kontrolü ile sağlanmaktadır. Laboratuvar klimalarına giden su (12-18°C) soğutucu gruptan sağlanmaktadır. Temel olarak sistemin çalışma prensibi şöyledir. Dönüş havası emme menfezlerinden çekilir, bu hava nemlendirilmiş taze havayla karışır, karışım havası ilk filtreden geçer, daha sonra soğutucu serpantine girer. Burada 3 yollu vananın kontrolü laboratuvar sıcaklığına bağlıdır. Eğer, laboratuvar sıcaklığı yüksek ise 3 yollu vana daha çok açılır. Bu da serpantine giren soğuk su miktarını artırır. Serpantinde bir miktar soğuyan hava, fan ısısı ile bir miktar ısınır ve filtreden geçerek laboratuvar asma tavanı içine üflenir. Kanallardaki hava hızları, kanal kesitine bağlı olarak değişmekle birlikte ortalama 3-4 m/sn mertebesinde. Asma tavan arasında bu hava çok düşük hızlarda (0.2-0.3 m/s) asma tavan üzerindeki

deliklerden laboratuvara dağılır.



Şekil 3.6. Laboratuvar klima üniteleri

- | | |
|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. Yangın Damperi | 8. Su pompası |
| 2. Taze hava elektrikli ısıtıcısı | 9. Soğuk su sensörü |
| 3. Isıtıcı termostatu | 10. Fan kontrol sensörü |
| 4. Filtre, EU4 | 11. Fan |
| 5. Giriş havası sıcaklık sensörü | 12. Filtre EU9 |
| 6. Soğutma serpantini | 13. Besleme hav. sic. sen. |
| 7. Motorlu 3 yollu vana | 14. Dönüş hav. nem. sen. |

Laboratuvarlarda sıcaklık sensörünün monte edildiği bölgelerde (yaklaşık 1m²) sıcaklık toleransları 0.1°C mertebesinde olmaktadır. Bununla beraber laboratuvarın içindeki sıcaklık toleransı $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ dir.

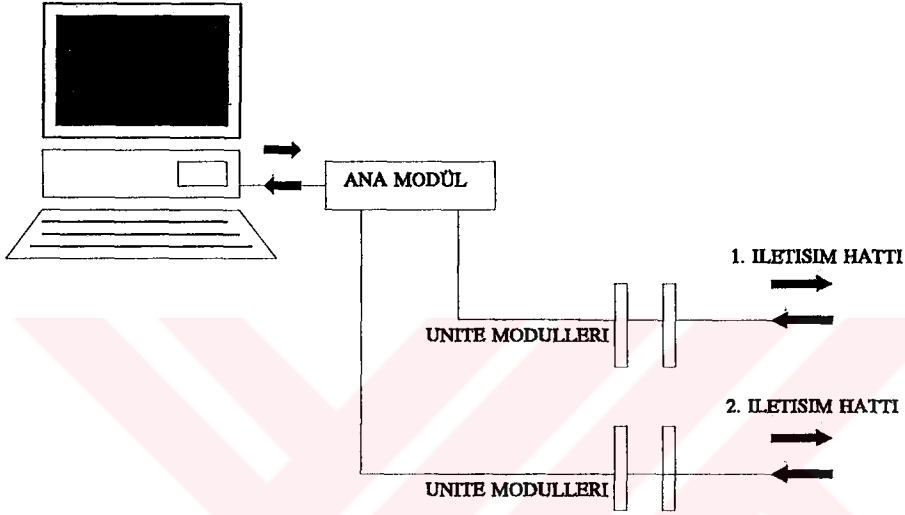
Laboratuvarlardan, laboratuvara giren taze hava kadar laboratuvar havası, enfiltrasyonla koridorlara akmaktadır. Laboratuvarlardan kaçan bu hava, koridordan emilip, taze hava ünitesinden geçirilerek dışarı atılmaktadır. Böylece bir ısı geri kazanımında sağlanmaktadır.

Tablo 3.1. Laboratuvar Klima Üniteleri Dataları [10]

Labaratuvar	Sıcaklık °C	Nem	Soğutma Yükü kcal/h	Isıtma Yükü kcal/h	Hava Debisi m ³ /h	Taze Hava m ³ /h	Hava Değişim Sayısı
Kütle 1	20±0.1	45±5	2200	700	3320	150	32
Kütle 2	20±0.1	45±5	2200	600	3300	150	29
Kütle 3	20±0.1	45±5	1500	300	2280	400	42
Hacim Yoğunluk	20±0.1	45±5	1700	500	4530	250	40
Basınç 1	20±0.1	45±5	1400	300	2100	100	39
Basınç 2	20±0.1	45±5	3000	900	4500	250	27
Akustik 1	23±0.1	45±5	6500	800	10550	350	36
Yüksek Kütle	23±0.2	45±5	7500	1500	11900	350	19
Kuvvet lab	20±0.2	45±5	7500	1400	11700	550	27
Sıcaklık 1	23±0.1	45±5	8000	900	13500	750	71
Sıcaklık 2	23±0.1	45±5	8000	900	12000	550	71
Optik	23±0.1	45±5	5000	1750	7550	350	22
Boyutsal	20±0.1	45±5	4000	750	6650	350	28
Uzunluk	20±0.1	45±5	3300	750	5500	300	23
Direnç	23±0.1	45±5	3200	1000	4800	200	42
Direnç	23±0.1	45±5	4000	1500	6000	300	34
Kapasite	23±0.1	45±5	3500	1700	10000	500	36
Voltaj	23±0.1	45±5	3500	1700	10000	500	33
Zaman Frekans	23±0.1	45±5	3300	250	5000	250	49
Opto Elektronik	23±0.1	45±5	10000	3000	4300	500	16
Opto Elektronik	23±0.1	45±5	3500	1700	5000	250	33

3.4. Sistemin Otomatik Kontrolü

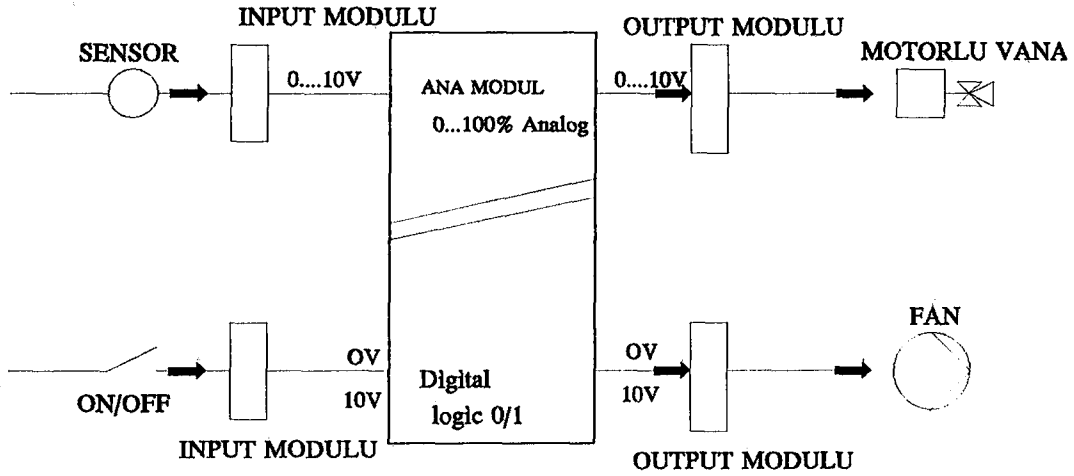
Bütün laboratuvarlar ve taze hava ünitesinde bulunan ünite modülleri, klima ünitelerinin otomatik kontrolünü yapmaktadır. Bununla beraber tüm klima ünite modülleri bir iletim hattı vasıtası ile birleştirilmekte ve kontrol odasında bulunan ana modüle bağlanmaktadır.



Şekil 3.7. Klima üniteleri ile operatör arasındaki bilgi akışı

Ana modül ile bilgisayar arasındaki bağlantı sayesinde kullanıcının imalatçı firma tarafından yazılan yazılımlar vasıtası ile tüm klima sistemini görmesi ve kontrol altında tutması sağlanmıştır. Bir iletim hattında 12 den fazla modülün bulunamaması, birbirinden ayrı iki iletim hattının olmasını gerektirmiştir. Bilgisayar vasıtası ile tüm parametreler, sıcaklık, nem değerleri görülebilmekte, bununla beraber sisteme müdahale edilebilmektedir. Örneğin fan açılıp, kapatılabilmekte, motorlu vana istenilen oranda 0-100 % açılabilmekte, alarmlar anında görülebilmekte, haftalık, aylık programlar yapılabilmekte, laboratuvar sıcaklık datalarına (haftalık, aylık) ulaşılabilir.

Her klima ünitesinde bulunan ana modüller, programlanabilir, mikroprosesör temelli ve integral kontrollüdür [11]. Şekil 3.8.'de temel çalışma prensibi gösterilen ana modül hem analog, hem de digital olarak çalışabilmektedir.



Şekil 3.8. Ana modül çalışma prensibi

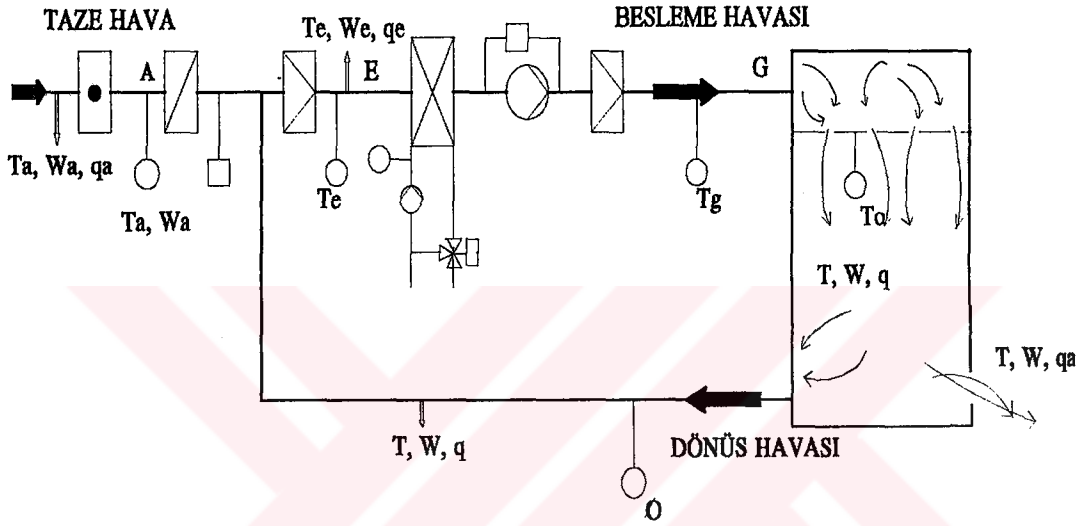
Analog çalışmada örneğin, sıcaklık sensörünün direncindeki değişim 0 ila 10V arasında bir voltaj değeri olarak giriş modülü üzerinden ana modüle ulaşmaktadır. Ana modül, yazılım programları ve kontrol fonksiyonları vasıtasıyla gelen giriş değerini değerlendirmekte, ve bulunan % değerini 0 ila 10V arasında değişen bir voltaj değeri olarak çıkış modülü vasıtası ile motorlu vanaya ulaştırmaktadır. Motorla vanaya gelen bu voltaj değeri, motorun 0, 100% arasında bir değerde açılıp, kapanmasını sağlamaktadır [11].

Aynı şekilde örneğin, sistemde bulunan bir yangın damperinin kapanması input modülü tarafından 0 veya 10V olarak ana modüle iletilir. Bu sistemde yangın olabilir anlamına geldiği için output modülü vasıtası ile fana 0V iletilir ve böylece fan durur [11]. Yukarıda verilen örneklerin dışında ana modül, analog girişlere digital çıkışlar verebildiği gibi, dijital girişlere, analog bir veya birden fazla çıkış da verebilmektedir.

3.5. Kontrol Hacmi

Kontrol edilen hacim Ulusal Metroloji Enstitüsü'nde kurulu olan kütle laboratuvarıdır. Şekil 3.9.'da görüldüğü üzere laboratuvarından çekilen T, w, q

fiziksel özelliklerindeki laboratuvar havası, taze hava ünitesinden gelen T_a , w_a , q_a fiziksel özelliklerindeki temiz havayla karışarak, ilk önce 1. filtreden geçer, daha sonra 3 yollu vana kontrollü, soğutucu serpantine gelen hava fan yardımı ile, bir kez daha filtre edilerek, laboratuvar tavanından asma tavan içine gönderilir. Asma tavan içinde genişleyen hava, düşük hava hızlarında homojen olarak, laboratuvar içine dağılır.



Şekil 3.9. Kontrol hacmi

Verilen taze hava, hacim içindeki oksijen ve karbondioksit oranlarını konfor şartlarında, yani rahat nefes alınacak seviyede tutmanın yanı sıra, yaz, kış laboratuvarın nem kontrolünü de yapmaktadır. Taze hava ünitesinden gelen hava debisi, laboratuvar kapı altlarından enfiltasyon ile koridora atılan hava debisi kadardır. Bu şekilde, taze hava ünitesindeki havanın, sıcaklık ve mutlak nemi kontrol altında tutulmak yoluyla, laboratuvarların nem kontrolü yapılabilmektedir. Bununla beraber, laboratuvarlar ile koridor arasındaki bu basınç farkı, kirli, pis havanın laboratuvarlara girmesini de önlemektedir.

Sistemde enfiltasyon yolu ile dışarı atılan yaklaşık %25 laboratuvar havası dışında, döşeme, tavanlardan ve yan duvarlardan ısı kaybı olmaktadır. Sistemin

yaklaşık % 75 havası sirküle ettiğinden enerji kayıpları da oldukça azdır.

Sistemin kış şartlarında ısı kaybının çok az olması (yaklaşık 300 kcal/h) sebebiyle, havanın ısıtılması fan ile yapılmaktadır. Yapılan çalışma kış şartlarında olduğu için 3 yollu motorlu vana kontrollü soğutucu serpantin hesaba katılmayacak, yani motorlu vana %0 açılarak sisteme etkisi ortadan kaldırılacaktır. Bununla beraber laboratuvara gönderilen besleme havasının ısıtılması için verilen Q ısı yükü fan giriş (T_e) ve fan çıkış (T_g) sıcaklık sensörleri vasıtası ile, havanın su buharı entalpiside gözönünde bulundurularak hesaplanacak ve 4.2.5.'de verilecektir.

Matematik model kurulurken, hava kanallarındaki ısı kaybı, mevcut olan 1cm izolasyon malzemesi gözönünde bulundurularak ihmal edilmiştir. Bununla beraber kontrol hacmi duvarlarından olan ısı kaybı, ilk önce iletim ve taşınım ile olduğu kabulü ile, daha sonra ise duvar malzemelerinin ısı depolama özellikleri gözönünde bulundurularak hesaplanacak ve değerlendirilecektir.

Laboratuvar iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları, havanın hızı, yoğunluğu v.s. özelliklerine bağlı olmasına rağmen standart değerler kullanılacaktır. laboratuvar içi ısı taşınım katsayısı $30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ve tesisat katındaki ve koridorlardaki ısı taşınım katsayısı $30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ kabul edilerek, hesaplar bu değerlere göre yapılacaktır.

Bununla beraber Şekil 3.9.'da görüldüğü üzere taze hava sıcaklık ve mutlak nem değerleri (T_a , w_a), fan'a giriş sıcaklığı T_e , fan çıkış sıcaklığı T_g , laboratuvar sıcaklığı T_o , dönüş havası izafi nemi bilgisayar üzerinden takip edilebilmektedir. Bu sayede teorik modelin, gerçek sistemle mukayesesi yapılabilecektir.

Kontrol odasının döşeme ve dış duvardan ısı kaybını hesaplarken toprak ve dış hava sıcaklıkları için deneyin yapıldığı saatteki yaklaşık tecrübi değerler kullanılacaktır.

3.5.1. Ölçme Elemanları

Kontrol büyüklüklerimiz sıcaklık, nem ve hava hızıdır. Aşağıda sıcaklık, nem ve hızın ölçülmesi için kullanılan sistemler açıklanmıştır.

3.5.1.1. Sıcaklık ölçülmesi [11]

Şekil 3.9.'da görülen taze hava sıcaklık sensörü (T_a), fan giriş sıcaklık sensörü (T_e), laboratuvar giriş sıcaklık sensörü (T_g), laboratuvar sıcaklık sensörü (T_0), PT100 tipi sensörlerdir. Kullanılan bu sensörler platanyum esaslı ve pozitif sıcaklık katsayılıdır. Sensörlerin dirençlerindeki değişim, giriş modülüne gönderilir. Giriş modülü non-lineer sıcaklık-direnç değişimini 0-10V Dc çıkış sinyaline dönüştürür. Bu sinyal mikroprosesör tarafından bilgisayara sıcaklık değeri olarak dönüştürülüp aktarılır. Tablo 3.2.'de PT100 tipi sıcaklık sensörünün sıcaklık direnç tablosu verilmiştir.

3.5.1.2. Nem Ölçümü [11]

Kontrol hacmindeki izafi nem $\emptyset$, laboratuvar mutlak nemi (w) ve taze hava mutlak nemi (w_a) ölçülebilmektedir.

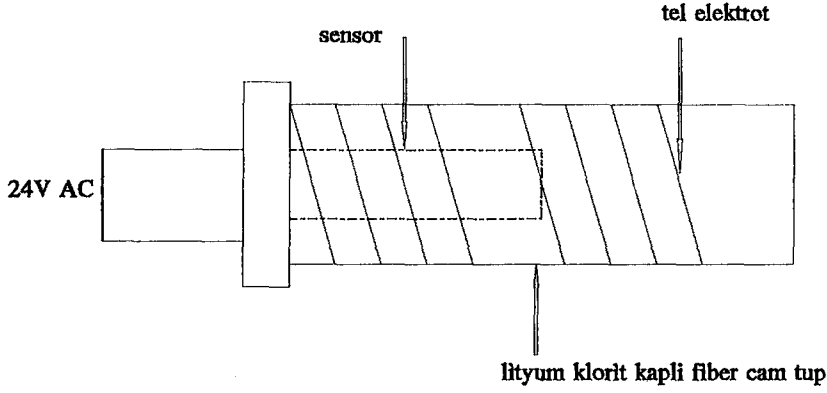
İzafi nem ölçümü için bazı hidroskopik malzemelerin nem ile dirençlerinin değişim ilkesini kullanan, ve bu değişimi elektronik olarak lineer 1-9VDC sinyaline dönüştüren sensörler mevcuttur. Voltaja çevrilen bu sinyal, ana modül tarafından 10-90%RH izafi nem değerine dönüştürülür.

Mutlak nem ölçümü için kullanılan sensörün çalışma prensibi ise şöyledir. Ölçme sensörü 2 elektrot teli sarılı, lityumklorid (hidroskopik tuz) kaplı fiber cam tübün içine yerleştirilmiştir. Bu elektrotlara 24 Volt alternatif akım uygulanır. Tüp içindeki lityum-klorid konsantrasyonu %12'yi aştığı an, lityum klorid iletken olur. Bu durumda 1. elektrotdan , ikinci elektrota bir akım oluşur. Böylece oluşan ısı ile ölçme elemanı ısınır ve artan nem ile, tüp içindeki sıcaklık artar. Sıcaklık

yükseldikçe lityum klorür akımı azaltmaya eğilim gösterecek şekilde kurumaya başlar. Böylece verilmiş olan ısıyı denge konumuna gelene kadar azaltır. Denge noktasından elde edilen bu sıcaklık, direk olarak havanın mutlak nemi ile ilişkilidir.

Tablo 3.2. PT100 sıcaklık sensör direncinin sıcaklıkla değişimi [11] (0°C’de 100Ω)

°C	Ω	°C	Ω	°C	Ω	°C	Ω
-60	76.28	30	111.67	125	147.94	220	183.1
-55	78.27	35	113.61	130	149.82	225	185.0
-50	80.25	40	115.54	135	151.70	230	186.8
		45	117.47	140	153.57	235	188.6
-45	82.23	50	119.40	145	155.45	240	190.4
-40	84.21			150	157.32	245	192.2
-35	86.19	55	121.32			250	194.0
-30	88.17	60	123.24	155	159.18		
-25	90.15	65	125.16	160	161.04	255	195.8
-20	92.13	70	127.07	165	162.90	260	197.7
-15	94.10	75	128.98	170	164.76	265	199.5
-10	96.07	80	130.89	175	166.62	270	201.3
-5	98.01	85	132.80	180	168.47	275	203.9
		90	134.70	185	170.32	280	204.8
0	100.00	95	136.60	190	172.16	285	206.6
		100	138.50	195	174.00	290	208.4
5	101.95			200	175.84	295	210.2
10	103.90	105	140.39			300	212.0
15	105.85	110	142.28	205	177.68		
20	107.79	115	144.18	210	179.51		
25	109.73	120	146.06	215	181.34		



Şekil 3.10. Mutlak nem sensörü

3.5.1.3. Hava Hızlarının ve Hava Debisinin Tayini

Kurulu olan kontrol hacminde fanın 2 farklı devirde çalıştığı gözönünde bulundurularak, ilk önce iki farklı devir için hava hızları ölçülmüş ve kanal kesit alanları ile çarpılarak hava debileri bulunmuştur. İmalatçı firma tarafından hava debilerinin kontrol hacmi için verilmiş olmasına rağmen, simülasyon sonuçlarının doğruluğunu arttırmak amacı ile hava hızları ölçülerek hava debileri hesaplanmıştır.

Bu amaçla Wallac marka anamometre kullanılmıştır. Kullanılan anamometre kalibreli olup, çalışma prensibi şöyledir. Prob içinde, biri soğuk, biri sıcak iki hassas nikel direnç teli bulunmaktadır. Bu iki resistör, birbirleriyle wheatstone köprü devresi oluşturacak şekilde irtibatlıdır. Proba giren hava sıcak olan telin soğumasına sebep olur, böylece telin direnci azalır. Bu sırada soğuk olan telin direncinde herhangi bir değişiklik olmaz. Böylece köprü boyunca bağlı bulunan bir indikatör, hava hızını direk olarak m/s cinsinden gösterir [12].

1. Devir için hava hızının hesaplanması

$$\begin{aligned} \text{Besleme havası hızı,} & \quad V_{e_{\max}} = 4.2 \text{ m/s} \\ \text{Kanal kesit alanı,} & \quad A = 0.162 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$V_{e_{\text{ort}}} = 0.85 V_{e_{\max}} \quad [13] \quad (3.3)$$

$$q_e = V_{e_{ort}} \cdot A \quad (3.4)$$

(3.3) ve (3.4) yardımı ile

$$q_e = 2082 \text{ m}^3/\text{h} \text{ bulunur.}$$

Aynı şekilde,

$$\text{Dönüş havası hızı, } V_{\max} = 4.3 \text{ m/s}$$

$$\text{Kanal kesit alanı, } A = 0.12 \text{ m}^2$$

(3.3) ve (3.4) yardımı ile,

$$q = 1580 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak bulunur.

Taze hava debisinin (q_a), dönüş havası debisi (q) ile toplamının besleme havası debisi(q_e) ye eşit olduğu düşünülerek,

$$\text{Taze hava debisi, } q_a = q_e - q = 502 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak bulunur.

1. devir için hava hızı ölçümü

$$\text{Besleme havası hızı, } V_{e_{\max}} = 2.5 \text{ m/s için,}$$

(3.3) ve (3.4) denklemleri yardımı ile,

$$q_e = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Aynı şekilde, dönüş havası hızı } V_{e_{\max}} = 2.5 \text{ m/s için,}$$

$$q = 933 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanır.}$$

BÖLÜM 4. SİSTEMİN DİNAMİK DAVRANIŞLARININ BELİRLENMESİ

Bu bölümde ilk önce havanın termodinamik özellikleri incelenecek ve daha sonra kontrol hacminin matematik modeli kurulacaktır. Kurulacak matematik model, enerji, nem ve taze hava ile dönüş havasının karışım noktasındaki, karışım dengesini içermektedir.

Kontrol odası çeperlerinden olan ısı kaybı denklemi, önce yalnız iletim ve taşınım ile ısı kaybı olduğu kabulüyle, daha sonra ise duvarların ısı depolama özellikleri de gözönünde bulundurularak çıkartılacaktır. Böylece Bölüm 5 de iki farklı ısı kaybı denklemi için simülasyon yapıp, duvarların ısı depolama özelliklerinin matematik model üzerindeki etkisi incelenecektir. Bununla beraber, havanın termodinamik özelliklerinin yardımıyla sisteme verilen Q ısı da hesaplanacaktır.

4.1. Havanın Termodinamik Özellikleri [2]

Özgül Nem: Karışımdaki su buharı kütlesinin, kuru hava kütlesine oranıdır.

$$w = \frac{mb}{mh} = \frac{\rho b}{\rho h} \quad (4.1)$$

$$\rho b = w \rho \quad (4.2)$$

İdeal gaz denklemlerinden hava ve su buharı ideal gaz kabul edilerek, aynı sıcaklıkta;

$$w = \frac{Mb}{Mh} = \frac{Rh}{Rb} \frac{Pb}{Ph} \quad (4.3)$$

ve buradan, $Rh = 0.287 \text{ kJ/kgK}$, $Rb = 0.46152 \text{ kJ/kgK}$ ve $Rh/Rb = 0.622$ olduğu hatırlanarak,

$$w = 0.622 \frac{Pb}{P - Pb} \quad (4.4)$$

denklemini bulunur.

İzafi Nem: T sıcaklığındaki bir karışımın izafi nemi, su buharının kısmi basıncının, o sıcaklıktaki doyma basıncına oranıdır.

$$\phi = \frac{Pb}{(Pd)_T} \quad (4.5)$$

İzafi nem ile mutlak nem arasındaki ilişki ise,

$$w = 0.622 \frac{\phi (Pd)_T}{P - \phi (Pd)_T} \quad (4.6)$$

gibidir ve bu ifadeden,

$$\phi = \frac{Pw}{(w + 0.622) (Pd)_T} \quad (4.7)$$

sonucuna ulaşılır. Bununla beraber ideal gaz denkleminde, havanın yoğunluğu;

$$\rho = \frac{Mh}{V} = \frac{Ph}{Rh (T+273)} = \frac{P-Pb}{Rh (T+273)} \quad (4.8)$$

$$\bar{T} = T + 273 \quad (4.9)$$

$$\bar{W} = W + 0.622 \quad (4.10)$$

İşlemleri kolaylaştırmak için (4.7) denklemini (4.8) denkleminde yerine koyarsak,

$$\rho = \frac{P - \left(\frac{(Pd)_T P w}{(w+0.622) (Pd)_T} \right)}{Rh \bar{T}} \quad (4.11)$$

elde edilir ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\rho = \frac{0.622 P}{Rh \bar{T} \bar{w}} \quad (4.12)$$

eşitliği elde edilir. Nemli havanın yoğunluğu için ise;

$$m = m_b + m_h \quad (4.13)$$

$$\rho' = \frac{m}{v} \quad (4.14)$$

yazılabilir. Burada, Dalton modeline göre gaz karışımlarında her bir gaz kendi kısmi basınçlarında aynı hacmi doldururlar kabulü yapılır ve (4.2) ifadesi de kullanılırsa;

$$\rho' = (1+w) \rho = \rho (\bar{w}+0.378) \quad (4.15)$$

Havanın entalpisi: Nemli hava, kuru hava ile su buharının karışımı kabul edildiğinden sıcaklıkları aynı olacaktır. Nemli havanın entalpisi ;

$$h = h_h + w h_b \quad (4.16)$$

şeklindedir ve burada,

$$h_h = c_{ph} T \quad (4.17)$$

$$h_b = c_{ps} T_d + r + c_b (T - T_d) \quad (4.18)$$

(4.18)'deki " T_d " buharın P_b kısmi basıncındaki doyma sıcaklığıdır.

$c_{ps} = 4.1868$ kJ/kgK, $c_b = 1.8723$ kJ/kgK, $c_{ph} = 1.0035$ kJ/kg ve $T_d = 0^\circ\text{C}$ için, $r = 2501.6$ kJ/kg olmaktadır. Fakat r , sıcaklıkla ters orantılı olarak yaklaşık her $^\circ\text{C}$ sıcaklık için 2.4 kJ/kg azalmaktadır. Bu durumda yaklaşık olarak,

$$h_b = 2501.6 + 1.87T \quad (4.19)$$

alınabilir. Bu değerler ile havanın entalpisi,

$$h = c_{ph} T + w (2501.6 + 1.87T) \quad (4.20)$$

olarak bulunur.

4.2. Sistem Denklemlerinin Bulunması

Bu bölümde önce karışım noktası nem ve enerji denklemleri çıkarılacak ve daha sonra bu denklemler yardımı ile kontrol hacmi nem ve enerji denklemleri yazılabilecektir. Denklemlerin sonuna kadar mümkün olduğu kadar alfa-nümerik değerler kullanılacaktır.

4.2.1. Karışım Bölgesinin Analizi

Enerji Dengesi:

$$h_e \rho'_e q_e = h_a \rho'_a q_a + h q \rho' \quad (4.21)$$

(4.21) denkleminde h_e çekilirse,

$$h_e = \frac{h_a \rho'_a q_a + h \rho' q}{\rho'_e q_e} \quad (4.22)$$

bulunur. Nemli hava için süreklilik denklemini yazıp,

$$\rho'_e q_e = \rho'_a q_a + \rho' q \quad (4.23)$$

(4.23) ifadesini (4.22) de yerine koyarsak,

$$h_e = \frac{h_a \rho'_a q_a + h \rho' q}{\rho'_a q_a + \rho' q} \quad (4.24)$$

ifadesi elde edilir.

Nem Dengesi:

$$w_e \rho_e q_e = w_a \rho_a q_a + w \rho q \quad (4.25)$$

Kuru hava için süreklilik denklemini yazarsak,

$$\rho_e q_e = \rho_a q_a + \rho q \quad (4.26)$$

(4.26) ifadesi bulunur ve (4.25) ifadesinde yerine konularak,

$$w_e = \frac{w_a \rho_a q_a + w \rho q}{\rho_a q_a + \rho q} \quad (4.27)$$

ifadesi elde edilir.

4.2.2. Nem Dengesi

Sisteme giren E şartlarındaki havanın nem miktarı, kontrol hacmi içinde nem absorblayıcı bir madde olmadığı varsayımıyla, çıkan havadaki nem miktarı ve kapı

altlarından enfiltrasyon yolu ile çıkan nem miktarı ile kontrol hacmindeki nem değişiminin toplamına eşit olacaktır.

Bunu matematik olarak ifade edersek;

$$w_e \rho_e q_e = w \rho q + w \rho q_a + v \rho \frac{dw}{dt} \quad (4.28)$$

(4.28)

elde edilir. Bu ifadede ;

$w_e \rho_e q_e$	: kontrol hacmine giren havadaki nem miktarı
$w \rho q$	: kontrol hacminden çekilen havadaki nem miktarı
$w \rho q_a$	: enfiltrasyon ile kaçan havadaki nem miktarı
$v \rho \frac{dw}{dt}$	: kontrol hacmindeki nem değişimi

olur.

E noktasındaki havanın, taze hava ile dönüş havasının karışımı olduğunu gözönüne alarak (4.25) ifadesini (4.28) ifadesinde yerine koyarsak ;

$$w_a \rho_a q_a + w \rho q = w \rho q + w \rho q_a + v \rho \frac{dw}{dt} \quad (4.29)$$

ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa,

$$w_a \rho_a q_a = w \rho q_a + v \rho \frac{dw}{dt} \quad (4.30)$$

bulunur. (4.30) ifadesinden $v \rho \frac{dw}{dt}$ yi çekersek,

$$v \rho \frac{dw}{dt} = w_a \rho_a q_a - w \rho q_a \quad (4.31)$$

elde edilir.

$$\frac{dw}{dt} = \frac{1}{v} \left[\frac{w_a \rho_a q_a}{\rho} - w q_a \right] \quad (4.32)$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{q_a}{v} \left[\frac{w_a \rho_a}{\rho} - w \right] \quad (4.33)$$

(4.12) no.lu ifadeden,

$$\rho = \frac{0.622P}{Rh \bar{T} w} \quad \text{ve} \quad c = \frac{Rh}{0.622P} \quad \text{olduğu gözönünde bulundurularak,}$$

$$\rho = \frac{1}{c \bar{T} w} \quad (4.34)$$

Bu ifade (4.33) de yerine konulursa;

$$\frac{dw}{dt} = \frac{q_a}{v} \left[w_a \frac{\bar{T} \bar{w}}{\bar{T}_a \bar{w}_a} - w \right] \quad (4.35)$$

(4.35) ifadesinde,

$$A_1 = \frac{w_a}{\bar{T}_a \bar{w}_a} \quad (4.36)$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{q_a}{v} [A_1 \bar{T} \bar{w} - (\bar{w} - 0.622)] \quad (4.37)$$

ifadesi elde edilir.

4.2.3. Enerji Dengesi

Kontrol hacmi için enerji bilançosu yaptığımızda sisteme giren enerjiler hanesine, giren havanın entalpisi, ve fan vasıtası ile verilen ısı, çıkan enerjiler hanesine ise, çıkan havanın entalpisi, sistemden dışarı kayıp ısı transferi, enfiltrasyon yolu ile kapı altlarından dışarı atılan havanın entalpisi ve kontrol hacmindeki havanın enerji seviyesindeki değişmeyi yazabiliriz. Bunu matematik olarak ifade edersek;

$$\rho'_e q_e h_e + Q = Q_k + \rho' h q + \rho' q_a h + \rho' v \frac{dh}{dt} \quad (4.38)$$

Bu ifadede;

$\rho'_e q_e h_e$: kontrol hacmine giren havanın entalpisi

Q : fan ile verilen ısı miktarı

Q_k : kayıp ısı

$\rho' q_a h$: enfiltrasyon yolu kaçan havanın entalpisi

$\rho' h q$: çıkan havanın entalpisi

$\rho' v \frac{dh}{dt}$: kontrol hacmi havasının enerji seviyesindeki değişme

Karışım bölgesi analizindeki enerji dengesi formülü (4.21) ifadesini (4.38) ifadesinde kullanırsak;

$$h_a q_a \rho'_a + h q \rho' + Q = Q_k + \rho' h q +$$

$$\rho' v \frac{dh}{dt} + \rho' q_a h \quad (4.39)$$

ve sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\rho' v \frac{dh}{dt} = Q - Q_k + q_a (h_a \rho'_a - h \rho') \quad (4.40)$$

elde edilir.

(4.40) denkleminde dh/dt 'yi çekersek:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{v} \left[\frac{(Q-Q_k)}{\rho'} + q_a \left(h_a \frac{\rho'_a}{\rho} - h \right) \right] \quad (4.41)$$

bulunur.

Nemli havanın yoğunluğunu veren (4.15) no.lu ifade (4.41) de yerine yazılır ise,

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{v} \left[\frac{Q-Q_k}{\rho (\bar{w}+0.378)} + q_a \left(h_a \frac{\rho_a (\bar{w}_a+0.378)}{\rho (\bar{w}+0.378)} - h \right) \right] \quad (4.42)$$

elde edilir.

(4.12) yoğunluk ifadesi (4.42) de yerine konursa,

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{v} \left[\frac{(Q-Q_k) Rh \bar{T} \bar{w}}{0.622P (\bar{w}+0.378)} + \right]$$

$$q_a (h_a \frac{\bar{T} \bar{w} (\bar{w}_a + 0.378)}{\bar{T}_a \bar{w}_a (\bar{w} + 0.378)} - h)] \quad (4.43)$$

elde edilir. (4.26) ifadesinde;

$$A_2 = \frac{Rh}{0.622P} \quad (4.44)$$

$$A_3 = \frac{\bar{w}_a + 0.378}{\bar{T}_a \bar{w}_a} \quad (4.45)$$

kısaltmalarını yaparsak,

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{v} \left[\frac{(Q - Q_k) A_2 \times \bar{T} \bar{w}}{(\bar{w} + 0.378)} + q_a (h_a \frac{\bar{T} \bar{w} A_3}{(\bar{w} + 0.378)} - h) \right] \quad (4.46)$$

ifadesi elde edilir.

(4.20) de verilen havanın entalpisi ifadesi alınıp zamana göre türetilirse,

$$h = c_{ph} T + w (2501.6 + 1.87T) \quad (4.47)$$

$$\frac{dh}{dt} = (c_{ph} + 1.87w) \frac{dT}{dt} + (2501.6 + 1.87T) \frac{dw}{dt} \quad (4.48)$$

bulunur. (4.48) ifadesinden dT/dt 'yi çekersek,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dh}{dt} - [(2501 + 1.87 T) \frac{dw}{dt}]}{(c_{ph} + 1.87w)} \quad (4.49)$$

(4.46) ifadesi (4.49) da yerine konursa ve gerekli sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{v (c_{ph} + 1.8w)} \left[\frac{(A_2(Q-Q_k) + q_a h_a A_3) \bar{T} \bar{w}}{\bar{w} + 0.378} - \right.$$

$$\left. q_a c_{ph} (\bar{T} - 273) - A_1 q_a \bar{T} \bar{w} (2501.6 + 1.8 (\bar{T} - 273)) \right] \quad (4.50)$$

ifadesi elde edilir.

4.2.4. Çevre ile Olan Isı Transferleri

Çevre ile olan ısı transferi ilk olarak duvarların ısı depolama özellikleri gözönünde bulundurularak, zamana bağlı olarak incelenecek, daha sonra özgül ısılar ihmal edilerek, iletim ve taşınım ile ısı kaybı olduğu düşünülerek, zamana bağlı olmayan ısı kaybı ifadeleri çıkartılacaktır. Böylece iki ayrı ısı kaybı denklemi ortaya çıkacak ve yapılacak simülasyon sonucu aradaki fark değerlendirilebilecektir.

Kapıdan olan ısı kaybı 5cm. cam yünü izolasyon gözönünde bulundurularak ihmal edilmiştir. Deneyin yapıldığı kontrol hacminden ısı kaybı, dış duvar, döşeme, tavan ve iç duvarlardan olmaktadır. Bu ısı kayıplarını teker teker inceleyelim.

$$Q_{kd} - Q_d = Q_{kl} = \frac{2 s_d}{l_{ort}} k_{ort} (T_d - T_2) \quad (4.54)$$

$$Q_{kd} - Q_d = Q_{kl} = \frac{s_d}{l_i} k_i (T_2 - T_3) \quad (4.55)$$

$$Q_{kd} - Q_d = Q_{kl} = \frac{s_d}{l_t} k_t (T_3 - T_4) \quad (4.56)$$

$$Q_{kd} - Q_d = Q_{kl} = s_d h_d (T_4 - T_{dd}) \quad (4.57)$$

(4.51) ve (4.52) ifadelerinden sıcaklıklar çekilerek elde edilen (4.58) ve (4.59) ifadeleri , taraf tarafa toplanırsa,

$$T - T_1 = \frac{Q_{kd}}{s_d h_i} \quad (4.58)$$

$$T_1 - T_d = \frac{Q_{kd} l_{ort}}{2 s_d k_{ort}} \quad (4.59)$$

$$T - T_d = Q_{kd} \left(\frac{1}{s_d h_i} + \frac{l_{ort}}{2 s_d k_{ort}} \right) = Q_k R_{dl} \quad (4.60)$$

$$Q_{kd} = \frac{1}{R_{dl}} (T - T_d), \quad T_d = T - R_{dl} Q_{kd} \quad (4.61)$$

Aynı şekilde (4.54), (4.55), (4.56), (4.57) ifadeleri de sıcaklıklar çekilip taraf tarafa toplanırsa,

$$T_d - T_2 = \frac{Q_{kl} l_{ort}}{2 s k_{ort}} \quad (4.62)$$

$$T_2 - T_3 = \frac{Q_{kl} l_i}{s k_i} \quad (4.63)$$

$$T_3 - T_4 = \frac{Q_{kl} l_t}{s_d k_t} \quad (4.64)$$

$$T_4 - T_{dd} = \frac{Q_{kl}}{s_d h_d} \quad (4.65)$$

$$T_d - T_{dd} = Q_{kl} \left(\frac{l_{ort}}{2 s_d k_{ort}} + \frac{l_i}{s_d k_i} + \frac{l_t}{s_d k_T} + \frac{1}{s_d h_d} \right) = Q_{kl} R_{d2} \quad (4.66)$$

elde edilir ve duvar için ısı dengesi yazılırsa,

$$Q_{kd} = Q_{k1} + Q_d \quad (4.67)$$

$$\frac{1}{R_{d1}} (T - T_d) = c_d \frac{dT_d}{dt} + \frac{T_d - T_{dd}}{R_{d2}} \quad (4.68)$$

(4.61) ve (4.66) ifadeleri (4.68) de yazılırsa,

$$Q_{kd} = c_d \frac{d(T - R_{d1} Q_{kd})}{dt} + \frac{T - R_{d1} Q_{kd} - T_{dd}}{R_{d2}} \quad (4.69)$$

$$Q_{kd} = c_d \frac{dT}{dt} - c_d R_{d1} \frac{dQ_{kd}}{dt} + \frac{T - T_{dd}}{R_{d2}} - \frac{R_{d1}}{R_{d2}} Q_{kd} \quad (4.70)$$

$$\frac{dQ_{kd}}{dt} = \frac{1}{R_{d1}} \frac{dT}{dt} + \frac{T - T_{dd}}{c_d R_{d1} R_{d2}} - Q_{kd} \frac{(1 + \frac{R_{d1}}{R_{d2}})}{c_d R_{d1}} \quad (4.71)$$

ifadesi elde edilir.

Şimdi de (4.71) ifadesinde bulunan c_d , R_{d1} ve R_{d2} değerlerini hesaplayalım. Duvar malzemesi ısı iletim katsayıları, malzeme kalınlıkları, toplam dış duvar alanı ve ısı taşınım katsayıları aşağıdaki gibidir. Dış duvar toprakla bitişiktir [14],[15].

$k_t = 1.672 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_t = 0.09 \text{ m}$	PRES TUĞLA
$k_i = 0.1337 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_i = 0.13 \text{ m}$	İZALASYON

$$\begin{aligned} k_s &= 0.50 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C}, & l_s &= 0.03 \text{ m}, & \text{SIVA} \\ \rho_s &= 1440 \text{ kg/m}^3, & c_s &= 0.48 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k_b &= 7.524 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C}, & l_b &= 0.3 \text{ m}, & \text{BETON PERDE} \\ \rho_b &= 2307 \text{ kg/m}^3, & c_b &= 0.88 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$h_i = 30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \quad h_d = \infty, \quad s_d = 10.5 \text{ m}^2$$

$$\frac{l_{ort}}{k_{ort}} = \frac{l_s}{k_s} + \frac{l_b}{k_b} \quad (4.72)$$

ifadesinden faydalanılarak;

$$R_{d1} = \left(\frac{1}{s_d \times h_i} + \frac{\left(\frac{l_s}{k_s} + \frac{l_b}{k_b} \right)}{2 \times s_d} \right) 3600 \quad (4.73)$$

$$R_{d1} = 28.54 \text{ }^\circ\text{Csn/kJ}$$

olarak bulunur ve aynı şekilde (4.66) ifadesinden,

$$R_{d2} = \left(\frac{\left(\frac{l_s}{k_s} + \frac{l_b}{k_b} \right)}{2s_d} + \frac{l_i}{s_d k_i} + \frac{l_t}{s k_t} + \frac{1}{s_d h_d} \right) 3600 \quad (4.74)$$

$$R_{d2} = 369.12 \text{ }^\circ\text{Csn/kj}$$

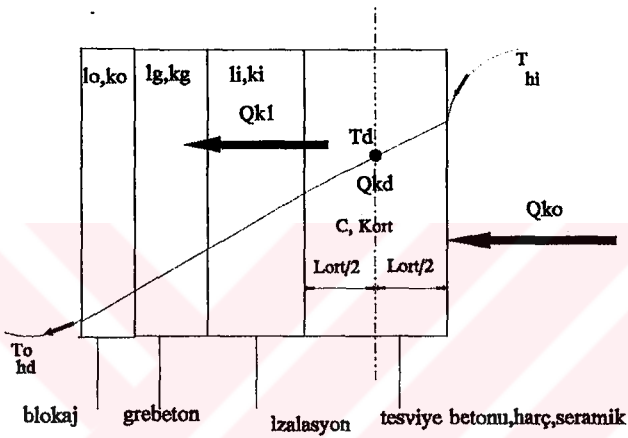
olarak bulunur. Duvarın ortalama ısı depolama katsayısıda;

$$c_d = s_d (\rho_s c_s l_s + \rho_b c_b l_b) \quad (4.75)$$

$$c_d = 6612.7 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$$

olur.

4.2.4.2. Döşemeden Isı Kaybı



Şekil 4.2 Döşemeden ısı kaybı

Döşemeden zamana bağlı ısı kaybı denklemini çıkarılırken, bir önceki bölümdeki gibi izolasyona kadar olan tesviye betonu, harç ve seramik için ortalama özgül ısı değerleri kullanılacak ve izolasyondan sonraki grebeton ve blokajın özgül ısıları ihmal edilecektir.

Bölüm 4.2.4.1.'de dış duvar için çıkarılan (4.71) ifadesi c_o , R_{o1} ve R_{o2} dirençleri hesaplanarak kullanılabilir.

$$R_{ort} = \left(\frac{1}{s_o h_i} + \frac{l_{ort}}{2 s_o k_{ort}} \right) \quad (4.76)$$

$$R_{o2} = \left(\frac{l_{ort}}{2 s_o k_{ort}} + \frac{l_i}{s_o k_i} + \frac{l_g}{s_o k_g} + \frac{l_o}{s_o k_d} \right) \quad (4.77)$$

$$c_o = s_o (\rho_b c_b l_b + \rho_h c_h l_h + \rho_s c_s l_s) \quad (4.78)$$

ifadeleri yazılabilir.

Döşeme malzemelerinin fiziksel özellikleri, kalınlıkları, döşeme alanı, ve ısı taşınım katsayıları aşağıdaki gibidir [14][15].

$k_o = 8.36 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_o = 0.15 \text{ m}$	BLOKAJ
$k_g = 6.27 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_g = 0.1 \text{ m}$	GREBETON
$k_i = 0.1337 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_i = 0.06 \text{ m}$	İZALASYON
$k_b = 5.06 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_b = 0.045 \text{ m},$	BETON
$\rho_b = 2307 \text{ kg/m}^3,$	$c_b = 0.85 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	
$k_s = 1.672 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_s = 0.09 \text{ m},$	SERAMİK
$\rho_s = 2200 \text{ kg/m}^3,$	$c_s = 0.82 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	
$k_h = 5.06 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_h = 0.015 \text{ m},$	HARÇ
$\rho_h = 1500 \text{ kg/m}^3,$	$c_h = 1.16 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	
$h_i = 30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C},$	$h_d = \infty,$	$s_o = 20.3 \text{ m}^2$

l_{ort}/k_{ort} değerini hesaplamak istersek,

$$\frac{l_{ort}}{k_{ort}} = \frac{l_b}{k_b} + \frac{l_h}{k_h} + \frac{l_s}{k_s} \quad (4.79)$$

(4.79) ifadesini (4.76) ve (4.77) de yerine koyarsak,

$$R_{o1} = \left(\frac{1}{s_o h_i} + \frac{\left(\frac{l_b}{k_b} + \frac{l_h}{k_h} + \frac{l_s}{k_s} \right)}{2 s_o} \right) \quad (4.80)$$

$$R_{o2} = \left(\frac{\left(\frac{l_b}{k_b} + \frac{l_h}{k_h} + \frac{l_s}{k_s} \right)}{2 s_o} + \frac{l_i}{s_o k_i} + \frac{l_g}{s k_g} + \frac{l_o}{s_o k_o} \right) \quad (4.81)$$

ifadeleri elde edilir.

(4.81), (4.80) ve (4.78) ifadelerini hesaplarsak,

$$R_{o1} = 11.72 \text{ } ^\circ\text{Csn/kJ}$$

$$R_{o2} = 167.8 \text{ } ^\circ\text{Csn/kJ}$$

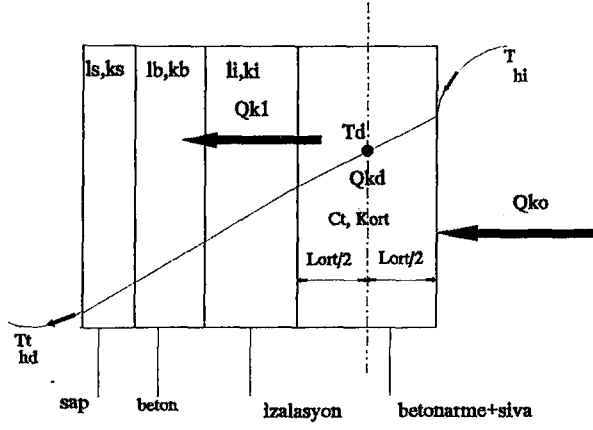
$$c_o = 56.8 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$$

olarak bulunur ve ısı kaybı denklemi,

$$\frac{d Q_{ko}}{dt} = \frac{1}{R_{o1}} \frac{d\bar{T}}{dt} + \frac{T - T_o}{c_o R_{o1} R_{o2}} - Q_{ko} \frac{\left(1 + \frac{R_{o1}}{R_{o2}}\right)}{c_o R_{o1}} \quad (4.82)$$

olur.

4.2.4.3. Tavandan Isı Kaybı



Şekil 4.3 Tavandan ısı kaybı

Tavandan olan ısı kaybı hesaplanırken, betonarme ve sıvanın ortalama değerler kullanılarak özgül ısıları hesaba katılmış fakat izolasyon, beton ve şap için özgül ısılar ihmal edilmiştir.

Bölüm 4.2.4.1. de dış duvar için çıkarılan (4.71) ifadesi, c_t , R_{t1} ve R_{t2} değerleri için tavan malzemesine göre hesaplanarak kullanılacaktır.

Bu durumda R_{t1} , R_{t2} ve c_t ,

$$R_{t1} = \left(\frac{1}{s_t h_i} + \frac{l_{ort}}{2s_t k_{ort}} \right) \quad (4.83)$$

$$R_{t2} = \left(\frac{l_{ort}}{2 s_t k_{ort}} + \frac{l_i}{s_t k_i} + \frac{l_b}{s_t k_b} + \frac{l_s}{s_t k_s} + \frac{1}{s_t h_d} \right) \quad (4.84)$$

$$c_t = s_t (\rho_{ba} c_{ba} l_{ba} + \rho_s c_s l_s) \quad (4.85)$$

olur.

Tavan malzemesinin fiziksel özellikleri, kalınlıklar, tavan alanı, ve ısı taşınım katsayıları aşağıdaki gibidir [14],[15].

$k_s = 5.06 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_s = 0.025\text{m}$	ŞAP
$k_b = 5.06 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_b = 0.045\text{m}$	TES. BETONU
$k_i = 0.1337 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_i = 0.14\text{m}$	İZALASYON

$k_{ba} = 7.524 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_{ba} = 0.2 \text{ m},$	BETON
$\rho_{ba} = 1900 \text{ kg/m}^3,$	$c_{ba} = 0.88 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	

$k_s = 0.408 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C},$	$l_s = 0.022 \text{ m},$	SIVA
$\rho_s = 1440 \text{ kg/m}^3,$	$c_s = 0.48 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$	

$$h_i = 30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \quad h_d = 30 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \quad s_t = 20.3 \text{ m}^2$$

Şimdi de l_{ort}/k_{ort} , R_{t1} , R_{t2} ve c_t değerlerini hesaplayalım ;

$$\frac{l_{ort}}{k_{ort}} = \frac{l_s}{k_s} + \frac{l_{ba}}{k_{ba}} \quad (4.86)$$

(4.86) ifadesini (4.84) ve (4.83) de yerine koyarsak,

$$R_{t1} = \left(\frac{1}{s_t h_i} + \frac{\left(\frac{l_s}{k_s} + \frac{l_{ba}}{k_{ba}} \right)}{2 s_t} \right) \quad (4.87)$$

$$R_{t2} = \left(\frac{\left(\frac{l_s}{k_s} + \frac{l_{ba}}{k_{ba}} \right)}{2 s_t} + \frac{l_i}{s_t k_i} + \frac{l_b}{s_t k_b} + \frac{l_s}{s_t k_s} + \frac{l}{s_t h_d} \right) \quad (4.88)$$

ifadeleri elde edilir.

(4.88), (4.87) ve (4.85) ifadelerini hesaplarsak,

$$R_{t1} = 12.43 \text{ } ^\circ\text{Csn/kJ}$$

$$R_{t2} = 200.57 \text{ } ^\circ\text{Csn/kJ}$$

$$c_t = 70.97 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$$

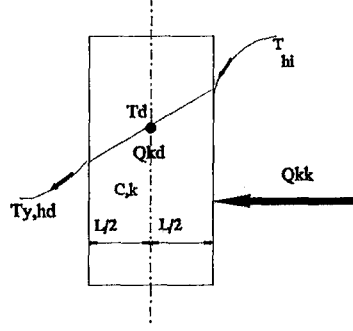
bulunur. Böylece ısı kaybı denklemi,

$$\frac{d Q_{kt}}{dt} = \frac{1}{R_{t1}} \frac{d\bar{T}}{dt} + \frac{T - T_t}{c_t R_{t1} R_{t2}} - Q_{kt} \frac{\left(1 + \frac{R_{t1}}{R_{t2}}\right)}{c_t R_{t1}} \quad (4.89)$$

olur.

4.2.4.4. Yan Duvarlardan Isı Kaybı

Dış duvar haricindeki diğer 3 yan duvar, diğer laboratuvarlara ve koridora bitişik olup, laboratuvar ve koridor sıcaklıkları 20°C civarındadır. Eğer Bölüm 4.2.4.1 de olduğu gibi alçıpan duvar, ikisi ısı yutmayan ve biri ısı yutan olmak üzere üç parça gibi düşünülürse, (4.71) ifadesi R_{y1} , R_{y2} ve c_y değerleri hesaplanarak kullanılabilir.



Şekil 4.4 Yan duvardan ısı kaybı

$$R_{y1} = \left(\frac{1}{s_y h_i} + \frac{l}{2 s_y k_a} \right) \quad (4.90)$$

$$R_{y2} = \left(\frac{1}{s_y h_d} + \frac{l}{2 s_y k_a} \right) \quad (4.91)$$

$$c_y = s_y l \rho_a c_a \quad (4.92)$$

Alçıpanın fiziksel özellikleri ve ısı taşınım katsayıları aşağıdaki gibidir [14].

$$k_a = 1.728 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C}, \quad l = 0.02\text{m}, \quad \rho_a = 1440 \text{ kg/m}^3, \quad c_a = 0.84 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$h_i = h_d = 30 \text{ kJ/mh}^\circ\text{C}, \quad s_y = 45 \text{ m}^2$$

Bu durumda R_{y1} , R_{y2} ve c_y değerleri hesaplanırsa,

$$R_{y1} = R_{y2} = 2.66$$

$$c_y = 1088.64$$

bulunur ve böylece ısı kaybı denklemi ;

$$\frac{d Q_{ky}}{dt} = \frac{1}{R_{y1}} \frac{d\bar{T}}{dt} + \frac{T - T_y}{c_y R_{y1} R_{y2}} - Q_{ky} \frac{(1 + \frac{R_{y1}}{R_{y2}})}{c_y R_{y1}} \quad (4.93)$$

olarak bulunur.

4.2.4.5. Kayıp Isının Yalnız İletim ve Taşınımın Olması Hali

Bu durumda zamana bağlı olmayan ısı kaybı (Q_k), döşeme yan duvar, tavan ve dış duvardan, iletim ve taşınımın olan ısı kayıplarının toplamına eşit olacaktır.

Bunu matematik olarak ifade edersek ;

$$Q_k = k_o s_o (T - T_o) + k_y s_y (T - T_y) + k_t s_t (T - T_t) + k_d s_d (T - T_d) \quad (4.94)$$

olur ve bu ifadede;

$k_o = 1.59 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C},$	$s_o = 20.3 \text{ m}^2$
$k_y = 12.70 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C},$	$s_y = 45 \text{ m}^2$
$k_t = 0.83 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C},$	$s_t = 20.3 \text{ m}^2$
$k_d = 0.83 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C},$	$s_d = 10.5 \text{ m}^2$

değerleri kullanılır [16].

Döşeme altı ve yan duvar bitişiğindeki toprak sıcaklıkları deneyin yapıldığı sıradaki dış hava sıcaklığına göre belirlenir.

4.2.5. Q Fan Isısının Tayini

Klima ünitesinin soğutma işlemi 3 yolla vana kontrollü soğutucu serpantine gelen 12-18°C soğuk su ile, ısıtma işlemi ise fan vasıtasıyla yapılmaktadır. Fan ısısının hesaplanabilmesi için Şekil 3.9' daki motorlu vana %0 açılmış, yani soğutma suyu girişi kesilmiş ve fan 1. ve 2. devirlerde çalıştırılarak fan giriş T_e ve fan çıkış T_g sıcaklıkları vasıtasıyla ve havanın yoğunlukları da gözönünde bulundurularak ısı yükü hesaplanmıştır.

Bu durumda verilen Q ısısı;

$$Q = q_e (\rho'_g h_g - \rho'_e h_e) \quad (4.95)$$

olur ve bu ifadede ;

$$\rho'_g h_g = (\overline{w_g} + 0.378) \frac{0.622 P}{T_g w_g R_h} (c_{ph} T_g + w_g (2501.6 + 1.87 T_g)) \quad (4.96)$$

$$\rho'_e h_e = (\overline{w_e} + 0.378) \frac{0.622 P}{T_e w_e R_h} (c_{ph} T_e + w_e (2501.6 + 1.87 T_e)) \quad (4.97)$$

G ve E noktalarında herhangi bir buharlaşma, yoğunlaşma olmadığı gözönüne alınarak $w_g = w_e$ alınabilir.

Q ısısının hesaplanabilmesi için yapılan ölçümler aşağıdaki gibidir.

Fan 2. devirde çalışırken

$$T_e = 19.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_g = 22.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$w = 3.7 \text{ gr/kg}$$

Fan 1. devirde çalışırken

$$T_e = 19.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_g = 21.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$w = 3.7 \text{ gr/kg}$$

Yapılan ölçümler ve (4.89) ve (4.90) ifadeleri (4.88) ifadesinde yerine konulursa,

$$2. \text{ Devirde; } Q = 1.8 \text{ kW}$$

$$1. \text{ Devirde; } Q = 0.8 \text{ kW}$$

olarak hesaplanmış olur. Kontrol hacmindeki fan motorunun, 2. devirde 2.2 kW gücünde olduğu gözönünde bulundurulursa, motor gücünün büyük bir kısmının ısıya dönüştüğü söylenebilir.

BÖLÜM 5. MATEMATİK MODELİN BİLGİSAYARLA ÇÖZÜMÜ VE DENEY SONUÇLARIYLA KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde kurulan non-lineer matematik modelin sistem davranışları, denklem takımı çözülerek incelenecektir.

Non-lineer denklem takımlarının çözümü için üç farklı çözüm yöntemi kullanılmaktadır. Bu çözümlerden biri olan analitik çözüm bir kaç değişkenli cebrik ve lineer diferansiyel denklem takımları için mümkün, fakat çok değişkenli bütün denklem takımları için genellikle mümkün olmamaktadır. İkinci yöntem olan lineer model kullanılması, değişken sayısı arttıkça, matrislerle işlem yapılması sebebi ile manuel hesaplamayı mümkün kılmamakta ve denklemlerin bilgisayar ile çözümü oldukça külfetli bir çalışma gerektirmektedir. Üçüncü çözüm yöntemi olan nümerik yöntemlerle denklem takımlarının çözümü, bunların bilgisayar uygulamalarında uygunluğu göz önüne alındığında ve yaklaşık çözümler vermeleri nedeniyle çok kullanılmaktadır [2].

Çalışmanın bu bölümünde, sıcaklık, nem ve kayıp ısının zamana bağlı değişimlerini içeren non-lineer diferansiyel denklemler, Mathematica Paket Programı kullanılarak çözülecek ve elde edilen kontrol hacmi sıcaklık ve nem değişimleri sistemin gerçek davranışları ile karşılaştırılacaktır.

5.1. Matematik Modelin Bilgisayar İle Çözümü

Non-lineer diferansiyel denklem takımının çözülmesi için Mathematica Version 2 paket programı kullanılmıştır. Paket programın, nümerik çözüm yöntemlerinden biri olan Runge-Kutta yöntemi ile çalıştığı bilinmesine rağmen, parametreler ve adım büyüklüklerine müdahale edilmemiş, program bu parametreleri otomatik olarak ayarlamıştır.

Non-linear diferansiyel denklem takımlarının çözümlerinde kayıp ısıнын zamana bağılı olarak formülize edildiği, EK A' da verilen program kullanılmıştır. EK B 'de ise kayıp ısıнын, zamana bağılı olmadığı, bir başka deyişle, yalnız iletim ve taşınım ile ısı kaybının olduğu düşünülerek yapılan program verilmiştir. Doğaldır ki, bilgisayar çözümlerinin, deneysel sonuçlara yakın değerler verebilmesi için, kayıp ısıнын zamana bağılı yani, duvarların ısı depolama özelliklerini de içermesi gerekir. Bununla beraber, bu iki çözümün karşılaştırılması sayesinde kayıp ısıнын zamana bağılı olmaması durumunda ne kadar yanlış sonuçlar elde edilebileceği de gösterilmiş olacaktır.

5.1.1. Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılarak Matematik Modelin Çözümü

Bu bölümde verilen program vasıtası ile, sıcaklık, nem ve 4 farklı kayıp ısıнын (dış duvar, döşeme, yan duvar ve tavan) zamana bağılı değişimini içeren diferansiyel denklem takımı, kontrol hacmi fanının iki farklı devirde çalışması halinde, odanın taze hava ile nemlendirilmesi de gözönünde bulundurularak çözülecek ve iki farklı çözüm elde edilecektir. Bu çözümler:

Çözüm 1 Fanın 2. devirde çalıştırılması ve taze hava hattından kontrol hacminin nemlendirilmesi hali

$w(0) = 4 \text{ gr/kg}$	($t=0$ da kontrol hacmi mutlak nemi)
$w_a = 8 \text{ gr/kg}$	(verilen taze hava mutlak nemi)
$T(0) = 20^\circ\text{C}$	($t=0$ da kontrol hacmi sıcaklığı)
$T_a = 18^\circ\text{C}$	(taze hava sıcaklığı)
$Q = 1.8 \text{ kW}$	(verilen ısı miktarı)
$q_a = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$	(verilen taze hava debisi)

Çözüm 2 Fanın 1. devirde çalıştırılması ve taze hava hattından kontrol hacminin nemlendirilmesi hali

$w(0) = 4 \text{ gr/kg}$	($t=0$ da kontrol hacmi mutlak nemi)
--------------------------	---------------------------------------

w_a	$= 8 \text{ gr/kg}$	(verilen taze hava mutlak nemi)
$T(0)$	$= 20^\circ\text{C}$	($t=0$ da kontrol hacmi sıcaklığı)
T_a	$= 18^\circ\text{C}$	(taze hava sıcaklığı)
Q	$= 0.8 \text{ kW}$	(verilen ısı miktarı)
q_a	$= 0.0925 \text{ m}^3/\text{s}$	(verilen taze hava debisi)

Deneyin yapıldığı gündeki dış hava sıcaklığının 2°C olduğu gözönünde bulundurularak, dış duvarla bitişik toprak sıcaklığı 4°C , döşeme altı toprak sıcaklığı ise 10°C alınmıştır [16]. Bununla beraber kontrol hacmi diğer yan duvarları, sıcaklığı 20°C olan laboratuvara bitişiktir.

Kayıp ısıların $t=0$ anındaki başlangıç değerlerinin hesaplanması için, kontrol hacminin başlangıç sıcaklığının $t= 20^\circ\text{C}$ olduğu gözönünde bulundurularak, yalnız iletim ve taşınım ile ısı kaybı olduğu söylenebilir. Yan duvarların, 20° sıcaklıktaki laboratuvara bitişik olduğu düşünülerek $Q_{ky}(0) = 0$ alınmıştır.

$$\text{Dış duvardan ısı kaybı,} \quad Q_{kd}(0) = k_d s_d (T - T_d) \quad (5.1)$$

$$\text{Döşemeden ısı kaybı,} \quad Q_{ko}(0) = k_o s_o (T - T_o) \quad (5.2)$$

$$\text{Tavandan ısı kaybı,} \quad Q_{kt}(0) = k_t s_t (T - T_t) \quad (5.3)$$

(5.1.) ve (5.2.) ve (5.3.) ifadelerinden,

$Q_{kd}(0) = 0.041 \text{ kJ/s}$, $Q_{ko}(0) = 0.089 \text{ kJ/s}$, $Q_{kt}(0) = 0.00936 \text{ kJ/s}$ olarak hesaplanır.

Kullanılan program EK A da, Şekil A.1.'de 1. çözüm ve Şekil A.2.'de ise 2. çözüm verilmiştir.

5.1.2. Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılmayarak Matematik Modelin Çözümü

Bu durumda Q_k kayıp ısı, zamandan bağımsız olmaktadır ve kontrol hacmi duvarlarından yalnızca iletim ve taşınım ile ısı kaybı olduğu düşünülmüştür. EK B de kullanılan program, Şekil B.1 de ise simülasyon sonucu verilmiştir. Görüldüğü üzere, Bölüm 5.1.1. de elde edilen çözümlere yakın değerler elde edilemediği gibi, gerçek sistemde bir benzerlik göstermemiştir.

5.2. Bilgisayar Çözümlerinin Değerlendirilmesi ve Deney Sonuçları ile Karşılaştırılması

Non-linear denklem takımları, iki farklı ısıtma yükü ve hava debisi değerleri için, taze hava ünitesinden, yapılan nemlendirme de gözönünde bulundurularak çözülmüş ve çözümler Şekil A.1 ve A.2 'de verilmiştir. Bununla beraber, duvarların ısı depolama özelliklerinin hesaba katılmaması durumunda, kontrol hacmi sıcaklık değişimi de, gerçek çözümlerle karşılaştırılarak Şekil B.1'te verilmiştir.

Şekil A.1 ve A.2'de verilen kontrol hacmi sıcaklık ve nem değişimlerinin, kontrol hacminin gerçek davranışlarıyla karşılaştırılabilmesi amacıyla, kontrol hacmi mutlak nemi 4 gr/kg iken, 8 gr/kg mutlak nem değerindeki taze havayla nemlendirilmiş ve fan 1. ve 2. devirde çalıştırılarak, kontrol hacmi nem ve sıcaklık değişimleri izlenmiştir. Yaklaşık 2°C dış hava sıcaklığında, 1800 sn için yapılan deney sonuçları, Çözüm 1 ve Çözüm 2'de verilen bilgisayar çözümleriyle karşılaştırmalı olarak Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 de verilmiştir.

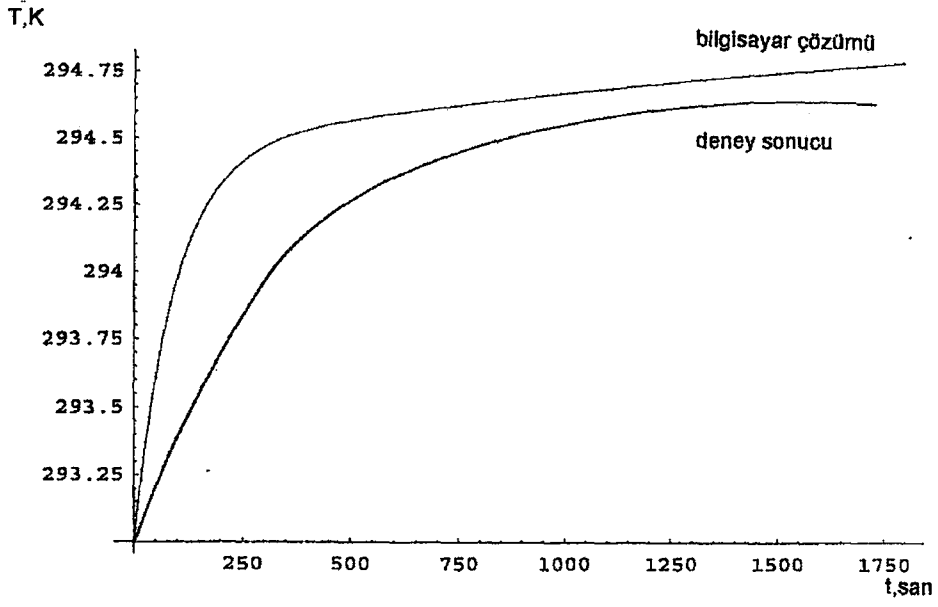
Duvarların ısı depolama özellikleri gözönüne alınarak elde edilen bilgisayar çözümüyle, depolama özellikleri ihmal edilerek bulunan çözümler arasındaki fark, Şekil B.1'de görüldüğü üzere yaklaşık 4°C civarındadır. Şekil 5.1'de verilen deney sonuçları da gözönünde bulundurulursa, matematik model kurulurken, duvarların ısı depolama özelliklerinin de hesaba katılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle bizim kullanacağımız gerçek çözümler, Şekil A.1 ve A.2'de verilen

çözümler olacaktır.

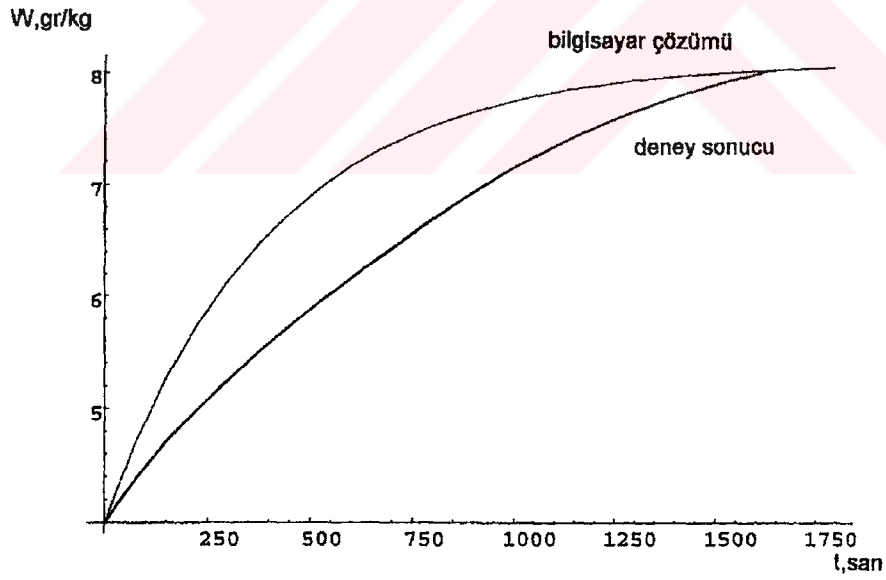
Şekil 5.1’de, 1. çözüm için sıcaklık ve nem değişimlerinin deney sonuçları ile karşılaştırılması görülmektedir. 1800 sn için yapılan çözümde, kontrol hacmi sıcaklığının 21.7°C civarına geldiği görülmektedir. Yapılan deney sonucu, bulunan gerçek değişim eğrisinde, biraz yatık olmakla birlikte, bilgisayar çözümüne yakın bir eğri takip edip, 21.5°C civarında sabit hale geldiği görülebilir. Deney sonucunda bulunan eğrilerin biraz daha yatık olmasının temel sebebi, besleme havasının asma tavan içinde genişleyerek, kontrol hacmi içine dağılmasıdır.

Aynı şekilde, Çözüm 1’de, kontrol hacminin mutlak nemindeki değişiminde, deney sonuçlarında ortaya çıkan gerçek sisteme yakın bir profil izlediği görülmektedir. Gerçek eğri, bilgisayar çözümünden bir miktar yatık olmakla birlikte, yaklaşık 1500 sn sonra 8 gr/kg mutlak nem değerine ulaşmaktadır.

Fanın 1. devirde çalıştırılmasıyla elde edilen kontrol hacmi sıcaklık ve nem değişim eğrileri, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 5.2). Çözüm 2.’de de elde edilen sıcaklık ve nem profillerinin, deney sonucu elde edilen eğrilere çok yakın yörüngeler izlediği söylenebilir. Çözüm 1’den farklı olarak, 2. çözümde fanın 1. devirde çalışması ve dolayısıyla daha az ısı sağlaması dolayısıyla kontrol hacmi sıcaklığı yaklaşık 20.6°C civarında olmakta iken, deney sonuçlarında, gerçek sıcaklığın 20.8°C civarına geldiği görülmektedir. Çözüm 2’den elde edilen nem eğrisinin ise, Çözüm 1’deki eğriden daha yatık olması da gözden kaçmamalıdır. Bunun sebebi fanın düşük devirde çalışmasından dolayı, taze hava debisinin çözüm 1’e nazaran daha az olmasıdır. Çözüm 2’de de, çözüm 1’de olduğu gibi kontrol hacmi sıcaklık ve nem değişim eğrileri, sistemin gerçek eğrilerine nazaran biraz daha dik bir yörünge izlemektedir.

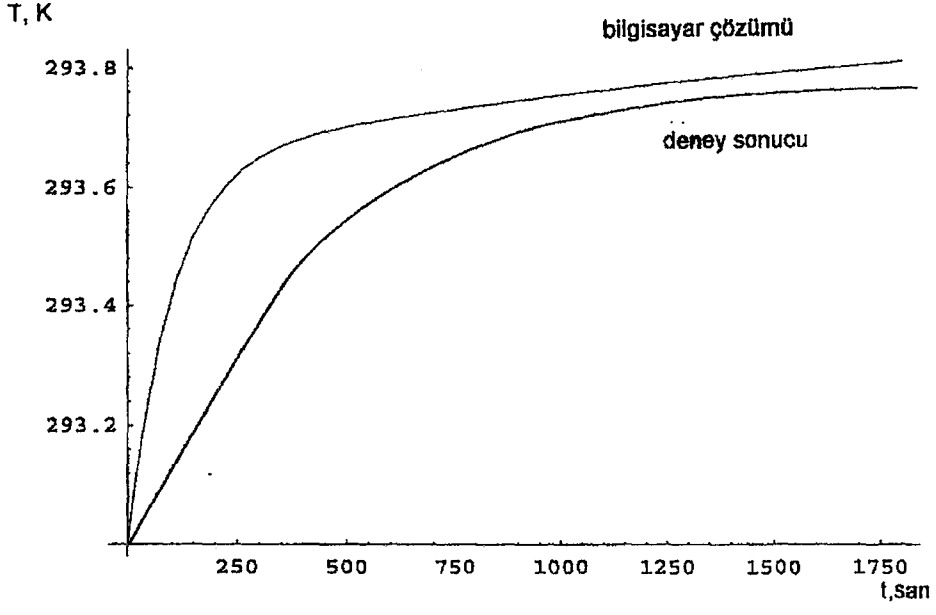


a- Sıcaklık değişimleri

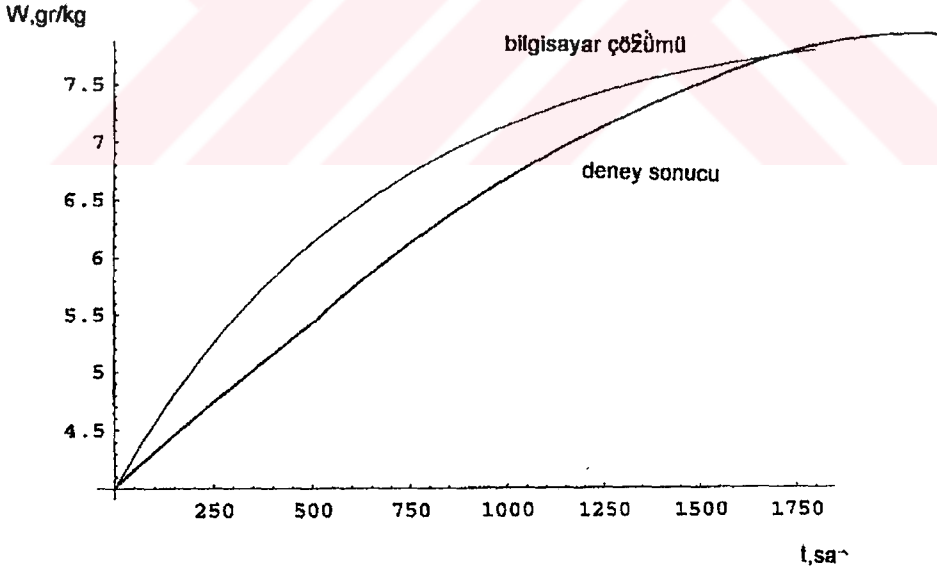


b- Nem değişimleri

Şekil 5.1 Fanın 2. devirde çalıştırılması ile elde edilen Çözüm 1' in deney sonuçları ile karşılaştırılması,
a- sıcaklık b- nem değişimleri



a- Sıcaklık değişimleri



b- Nem değişimleri

Şekil 5.2 Fanın 2. devirde çalıştırılması ile elde edilen Çözüm 2 in deney sonuçları ile karşılaştırılması, a-sıcaklık, b- nem değişimleri

BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ilk olarak ölçme ve kalibrasyon laboratuvarlarının klima sistemleri dizayn edilirken gözönünde bulundurulması gereken parametreler incelenmiş, daha sonra Ulusal Metroloji Enstitüsü laboratuvarlarından biri olan kütle laboratuvarının matematik modeli çıkartılarak, bilgisayar ile çözülmüş ve çözümler, sistemin deney sonucu bulunan gerçek davranışlarıyla karşılaştırılmıştır.

Kontrol hacmi matematik modeli kurulurken, duvarların ısı depolama özellikleri hesaba katılmış, bununla beraber duvarların ısı depolama özelliklerinin hesaba katılmaması durumunda, bilgisayar çözümlerinin ne kadar doğru çözümler vereceğini görmek amacı ile, yalnızca iletimle ısı kaybı olduğu düşünülerek bir başka program yazılmıştır. Şekil B.1’de görüldüğü üzere yaklaşık 4°C’lık bir fark ortaya çıkmıştır. Bu da duvarların ısı depolama özelliklerinin, matematik model kurulurken kesinlikle dikkate alınması gerekliliğini göstermiş olmaktadır.

Bilgisayar çözümleri, Mathematica Paket programı kullanılarak, sıcaklık, nem ve kayıp ısılardan (yan duvar, tavan, döşeme, dış duvar) oluşan 6 adet non-lineer diferansiyel denklem takımının, fan 2 farklı devirde çalıştırılarak çözülmesiyle elde edilmiştir.

Bu çözümler için aşağıdaki değerler kullanılmıştır.

Çözüm 1:

İlk Şartlar

$$\begin{aligned} T_{\text{dış}} &= 2^{\circ}\text{C} && (\text{Dış hava sıcaklığı}) \\ w(0) &= 4 \text{ gr/kg} && (t=0 \text{ da kontrol hacmi mutlak nemi}) \\ T(0) &= 20^{\circ}\text{C} && (t=0 \text{ da kontrol hacmi sıcaklığı}) \end{aligned}$$

İklimlendirme

$$w_a = 8 \text{ gr/kg} \quad (\text{Taze hava mutlak nemi})$$

$$\begin{aligned} T_a &= 18^\circ\text{C} & (\text{Taze hava sıcaklığı}) \\ q_a &= 0.15 \text{ m}^3/\text{s} & (\text{Taze hava debisi}) \\ Q &= 1.8 \text{ kW} & (\text{Verilen ısı miktarı}) \end{aligned}$$

Cözüm 2:

İlk Şartlar

$$\begin{aligned} T_{\text{dış}} &= 2^\circ\text{C} \\ w(0) &= 4 \text{ gr/kg} \\ T(0) &= 20^\circ\text{C} \end{aligned}$$

İklimlendirme

$$\begin{aligned} w_a &= 8 \text{ gr/kg} \\ T_a &= 18^\circ\text{C} \\ q_a &= 0.0925 \text{ m}^3/\text{s} \\ Q &= 0.8 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bilgisayar çözümleri, deney sonuçları ile karşılaştırıldığında, elde edilen sonuçların, sistemin gerçek sıcaklık ve nem eğrilerine benzer yörüngeler izledikleri ve salınımsız olarak istenilen değerlere geldiği görülmüştür. Ancak gerçek eğrilerin, bilgisayar çözümlerine nazaran biraz daha yatık oldukları da gözükmemektedir. Bunun sebebinin ise, havanın asma tavan içinde genişledikten sonra laboratuvar içine dağılması olduğu söylenebilir.

Ölçme ve kalibrasyon laboratuvarı dizayn edilirken sistem parametrelerinin aşağıdaki gibi seçilmesi önerilebilir.

1. Laboratuvarlar için en uygun hava akışı laminar akıştır. Ancak laminar akış çok yüksek hava debileri gerektirmekte ve klima sisteminin maliyeti çok artmaktadır. Bu nedenle, besleme havasının bir asma tavan vasıtası ile hacme verildiği ve yan duvarlardaki menfezlerden dönüş havasının çekildiği, zayıf türbülanslı hava akışı laboratuvar için sağlıklı ve ekonomik bir çözüm olacaktır.

2. Laboratuvar içindeki hava hızının 0.2-0.4 m/sn değerleri arasında olması tavsiye edilir. Daha düşük hava hızlarında laboratuvar içindeki partiküller, hava ile

beraber çekilip hacmi terkedemezler ve laboratuvar içinde kirlilik yaratırlar. Daha yüksek hızlarda ise sıcaklık kontrolü zorlaştığı gibi, hava içindeki partiküller birbirine yapışarak büyürler ve yine hacmi kirletirler.

3. Laboratuvar içindeki hava kalitesinin en az US. Fed. Std. 209 D ye göre 100.000 klasına sahip olması gerekir. Bu sebeple, klima sisteminde kullanılan son filtrelerin en az EU9, EU10 olması uygun olacaktır. Bununla beraber Hepa filtrelerin de kullanılması temizlik klasını arttıracaktır.

4. Laboratuvar ile dış ortam arasında en az 20 Pa'lık bir basınç farkı oluşturulmalıdır. Böylece pis ve kirli dış havanın laboratuvara girmesi önlenmiş olur.

5. Laboratuvarlar için istenen sıcaklık değeri 20 ila 23°C arasında olabilir. Sıcaklık toleransıda, kurulacak laboratuvarın hassasiyetine göre $\pm 0.1-0.5^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir.

6. İzafi nem ise %45 olmalıdır. İzafi nem toleransı ise $\pm \%5$ 'dir.

7. Laboratuvar yapı malzemeleri seçilirken, bunların toz çıkarmaması, gözenekli olmaması ve temizlenebilir cinsten olmasına dikkat edilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] PARMAKSIZOĞLU C., BATUR C., İklimlendirmede Optimum Kontrole Giriş, II. Ulusal Isı Kongresi, T.M.M.O.B. Yayın no : 71, s.105-115, (1979).
- [2] ÖZNERGİZ E., Kapalı Bir Hacimde Sıcaklık ve Nemin Bilgisayarla Optimum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü., s.15-40, (1988).
- [3] ÖZKAYNAK F.T., Temiz Oda Tasarımı ve Klima Sistemleri, TETİSAN A.Ş. Teknik Yayınları, İstanbul, s.1-46, (1994).
- [4] WEISS KLIMATECHNIC GmbH, Measurement and Clean Rooms, D. Nr. 511925, Weiss KlimaTechnic, Reiskirchen, s. 1-14, (1990).
- [5] VDI 2083, Fundamentals, Definitions, Determination of Categories of purity of air, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Part 1, s.1-7, (1991).
- [6] ULUTEPE L., Havanın İçindeki Toz ve Filtrasyon Prensipleri ve Filtre Test Metodları, II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, T.M.M.O.B. Yayın no. 176, s.18-22, (1995).
- [7] Kılıç E., Hastane İklimlendirme Sistemleri ve Filtre Seçim Kriterleri, II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, T.M.M.O.B. Yayın no. 176, s.497,504, (1995).
- [8] VDI 2083, Clean Room Engineering, Construction, Operation, Maintenance, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Part 2, s.3-12, (1991).
- [9] ASHRAE Handbook, Clean Spaces, 1982 Applications, American Society of Heating, Refrigerating, and Air- Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Chapter 16, s.4-10, (1982).

[10] WEISS KLIMATECHNIC GmbH, System Description and Documentation, Weiss Klimotechnic, Reiskirshen, (1993).

[11] STEAFA CONTROL, System Description and Documentation, Steafa Control, Zurich, (1992).

[12] Anomometre Instruction Manuel, Welley, s.2, (1980).

[13] ÇİFÇİ, V., Interfacial Shear Stress in Horizontal CO-Current Gas-Liquid Film Flow, PhD Thesis, University of Stretclyde, Glasgow, s.245, (1983).

[14] GENCELİ O.F., ONAT K., ARISOY A., Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, Denklem Matbaası, İstanbul, s. 280-282, (1988).

[15] P.E.M. Ulusal Metroloji Enstitüsü Mekanik Tesisat El Kitabı, s. 42-44, (1992).

[16] Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları, T.M.M.O.B. Yayın No. 84, s.38, (1983).

EKLER

EK A Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılarak Yapılan Program ve Elde Edilen Bilgisayar Çözümleri

EK B Duvarların Isı Depolama Özellikleri Hesaba Katılmadan Yapılan Program ve Elde Edilen Bilgisayar Çözümleri



**EK A. DUVARLARIN ISI DEPOLAMA ÖZELLİKLERİ HESABA
KATILARAK YAPILAN PROGRAM VE BİLGİSAYAR ÇÖZÜMLERİ**

Program

qa=0.15(2. devir), 0.0925(1. devir);

vol=60.1;

ta=18;

wa=0.008;

taba=ta+273;

wab=wa+0.622;

cph=1.0035;

rh=0.287;

Q=1.8(2. devir), 0.8(1. devir);

a1=(wab-0.622)/(taba*wab);

a2=rh/(0.622*100.029);

a3=(wab+0.378)/(taba*wab);

ha=cph*ta+wa*(2501+1.8*ta);

cd=6612.7;

rda=28.54;

rdb=369.12;

co=5680;

roa=11.72;

rob=167.8;

ct=7097;

rta=12.43;

rtb=200.57;

cy=1088.64;

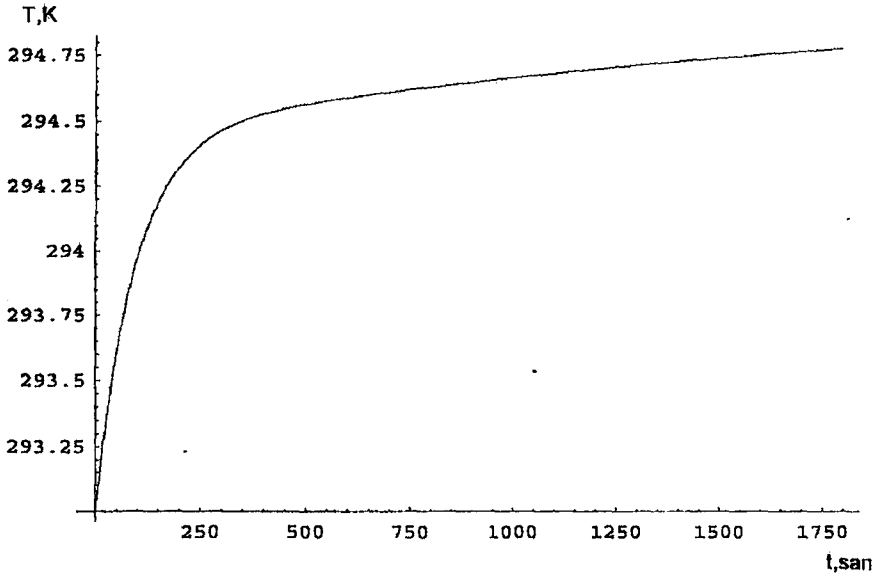
rya=ryb=2.66;

to=10;

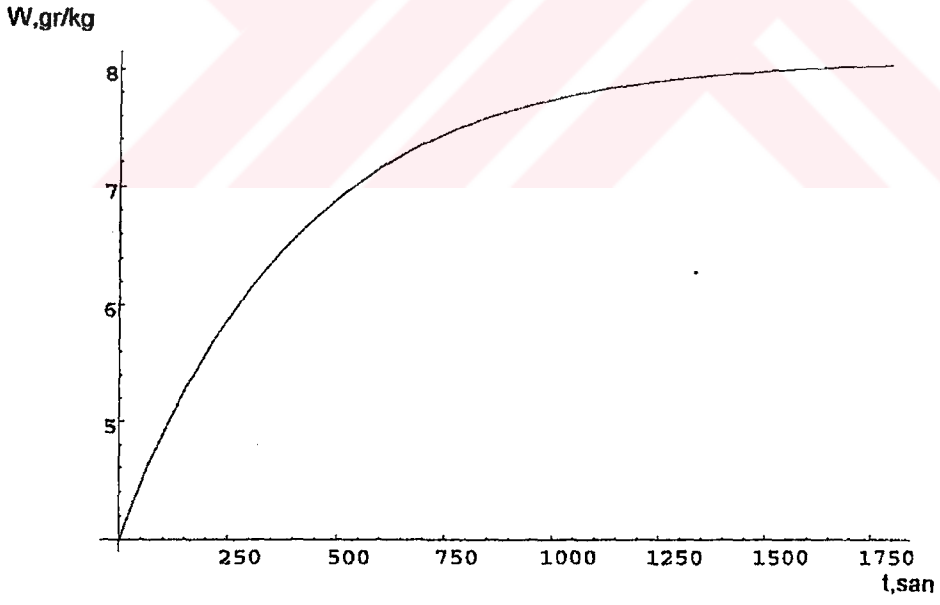
```

tdd=4;
tt=18;
ty=20;
d1=NDSolve[{WW'[t]==(qa/vol)*((wab-0.622)*TT[t]*WW[t]/(taba*wab)-
(WW[t]-0.622)),TT'[t]==1/(vol*(cph+1.80*(WW[t]-0.622)))*((a2*(Q-
QD[t]+QO[t]+QT[t]+QY[t]))+qa*ha*a3)*TT[t]*WW[t]/(WW[t]+0.378)-
qa*cph*(TT[t]-273)-a1*qa*TT[t]*WW[t]*(2501+1.8*(TT[t]-273))),
QD'[t]==(TT[t]-273-tdd)/(cd*rda*rdb)+TT'[t]/rda-[t]*(1+rda/rdb)/(cd*rda),
QO'[t]==(TT[t]-273-tdo)/(co*roa*rob)+TT'[t]/roa-QO[t]*(1+roa/rob)/(co*roa),
QT'[t]==(TT[t]-273-tt)/(ct*rta*rtb)+TT'[t]/roa-QT[t]*(1+rta/rtb)/(ct*rta),
QY'[t]==(TT[t]-273-ty)/(cy*rya*ryb)+TT'[t]/rya-QY[t]*(1+rya/ryb)/(cy*rya),
WW[0]==0.626,TT[0]==293,QD[0]==0.041,QO[0]==0.089,QT[0]==0.00
936,
QY[0]==0},{TT[t],WW[t],QD[t],QO[t],QT[t],QY[t]},{t,0,1800}]
Plot[Evaluate[WW[t]-0.662/.d1],{t,0,1800}]
Plot[Evaluate[TT[t]/.d1],{t,0,1800}]

```

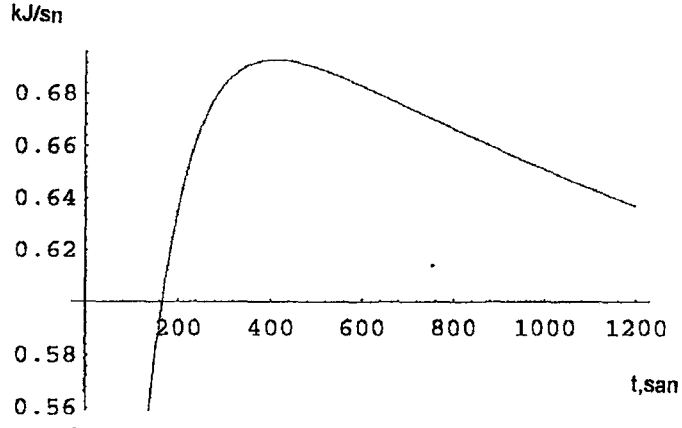


a- Sıcaklık değişimi

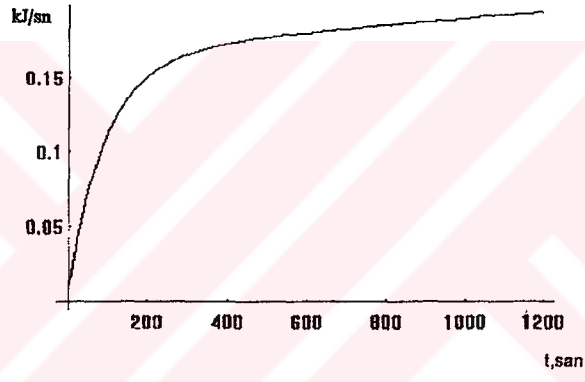


b- Nem değişimi

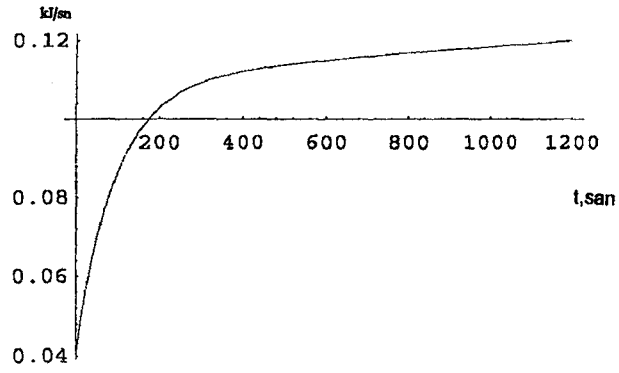
Şekil A.1 Çözüm1. Fan 2. devirde çalışırken sıcaklık (a), nem (b) ve kayıp ısıların (c, d, e, f, g) değişimi



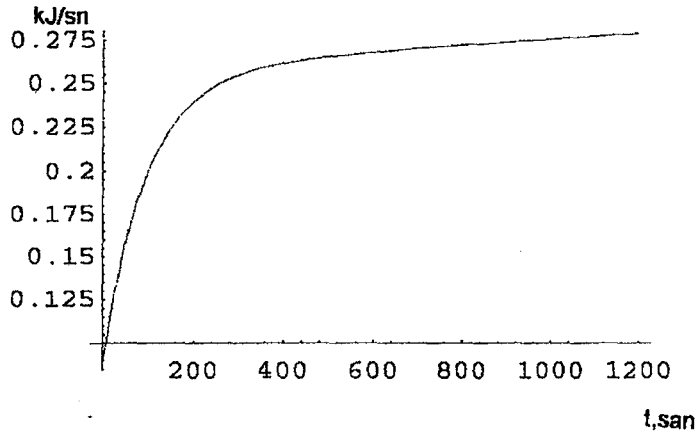
c- Yan duvarlardan ısı kaybı



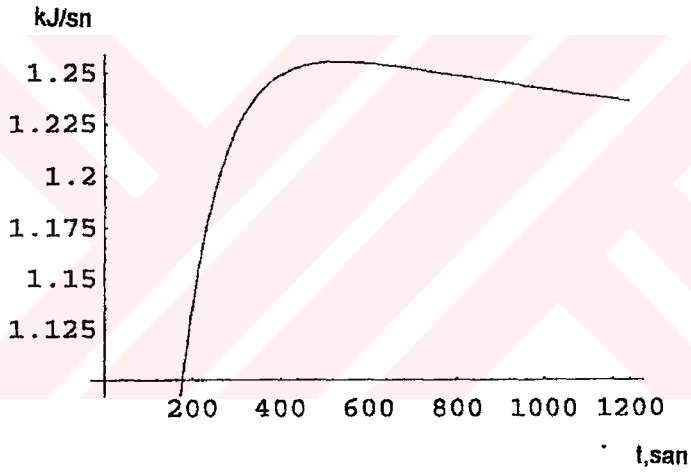
d- Tavandan ısı kaybı



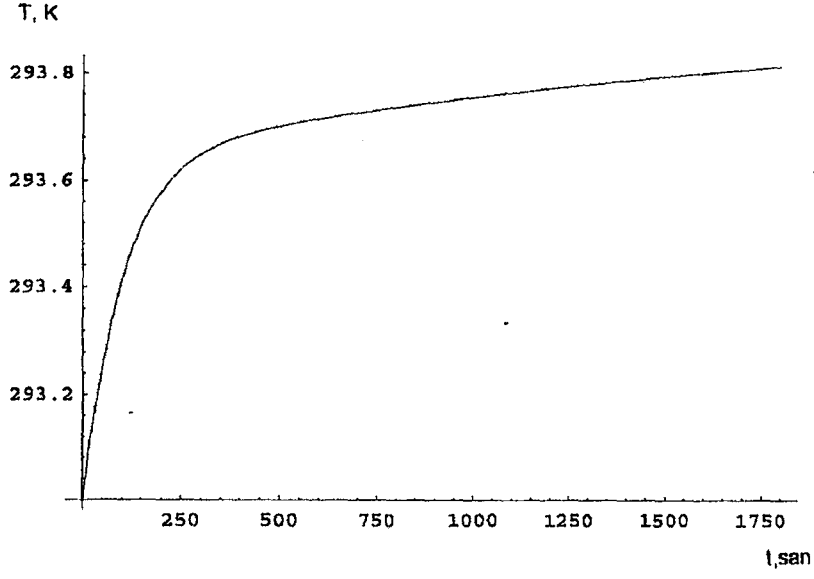
e- Dış duvardan ısı kaybı



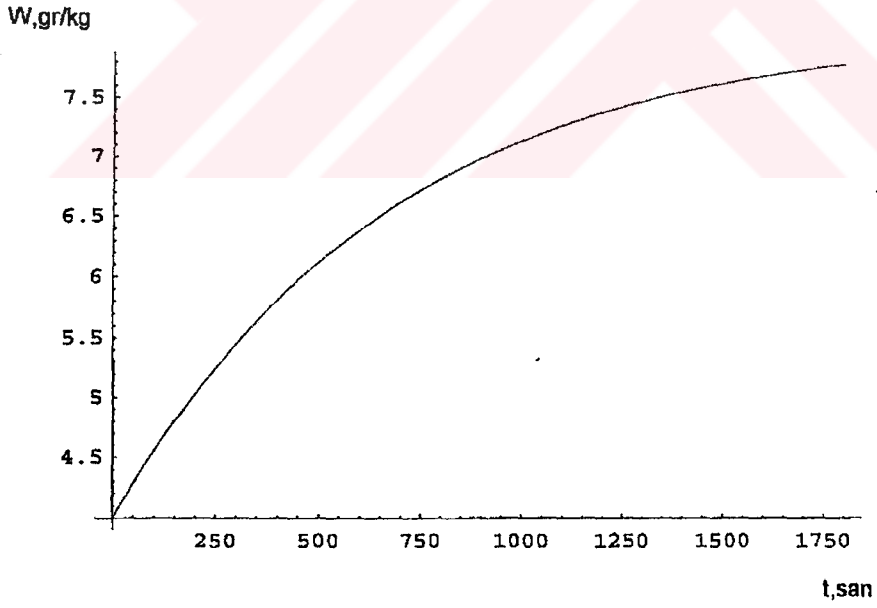
f- Döşemeden ısı kaybı



g- Toplam ısı kaybı

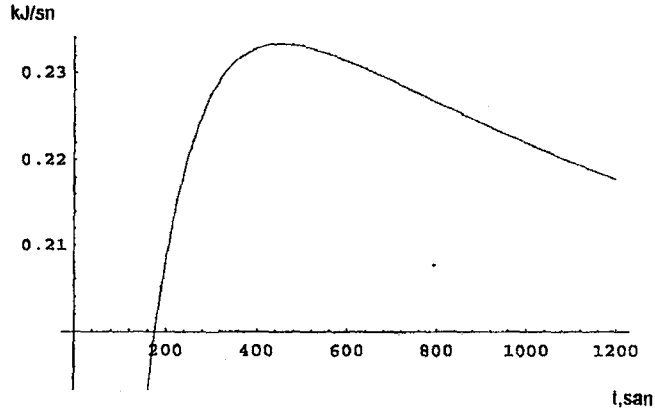


a- Sıcaklık değişimi

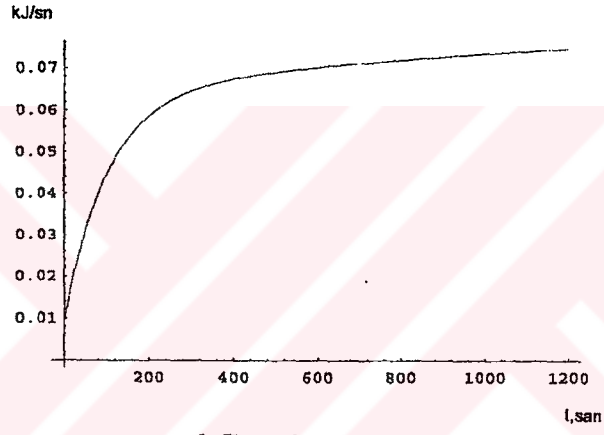


b- Nem değişimi

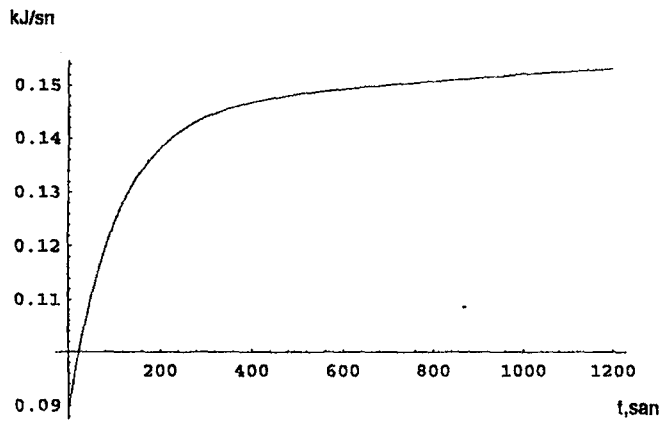
Şekil A.2 Çözüm 2. Fan 1. devirde çalışırken sıcaklık (a), nem (b) ve kayıp ısıların (c, d, e, f, g) değişimi



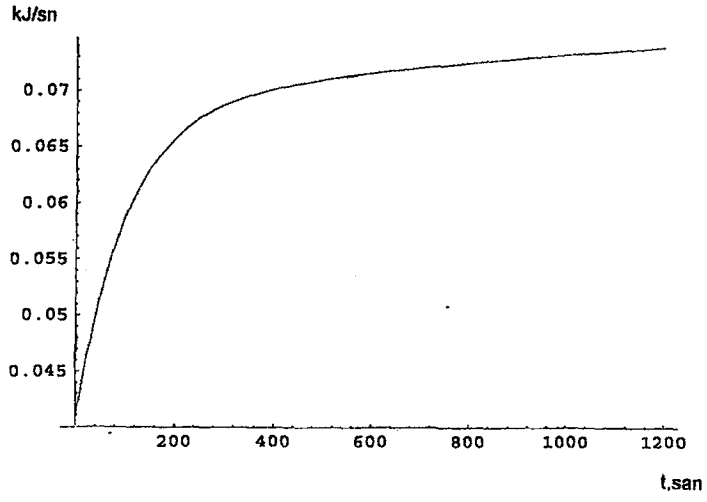
c- Yan duvarlardan ısı kaybı



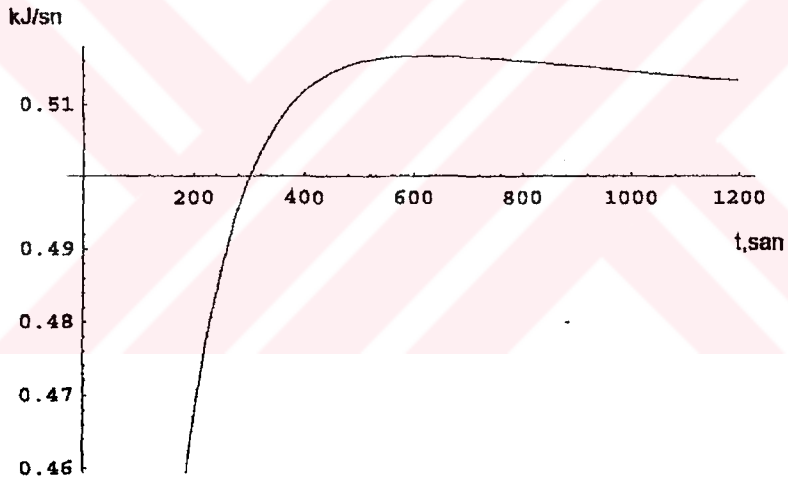
d- Tavandan ısı kaybı



e- Döşemeden ısı kaybı



f- Dış duvardan ısı kaybı



g- Toplam ısı kaybı

**EK B. DUVARLARIN ISI DEPOLAMA ÖZELLİKLERİ HESABA
KATILARAK YAPILAN PROGRAM VE BİLGİSAYAR ÇÖZÜMLERİ**

Program

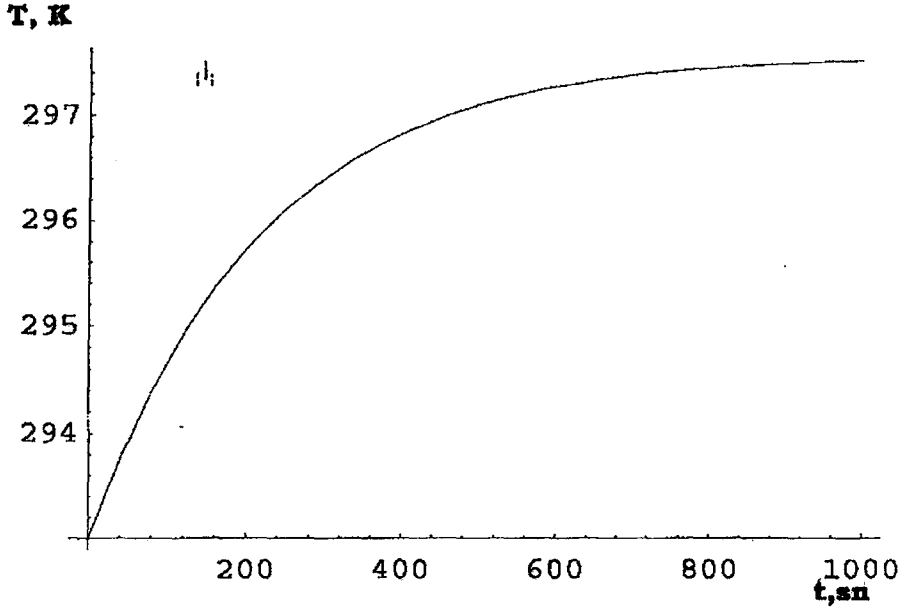
```
qa=0.15;
vol=60.1;
ta=19;
wa=0.008;
taba=ta+273;
wab=wa+0.622;
cph=1.0035;
rh=0.287;
Q=1.8;
a1=(wab-0.622)/(taba*wab);
a2=rh/(0.622*100.029);
a3=(wab+0.378)/(taba*wab);
ha=cph*ta+wa*(2501+1.8*ta);
kdo=1.59;
kt=kdd=0.83;
sdo=20.3;st=20.3; sdd=10.5;
to=10;
tdd=4;
tt=18;
ky=12.70;
sy=45;
ty=20;
Qkd=(kdo*sdo*(TT[t]-273-tdo)+ky*sy*(TT[t]-273-ty)+kt*st*(TT[t]-273-
tt)+kdd*sdd*(TT[t]-273-tdd))/3600 d1=NDSolve[{WW'[t]==(qa/vol)*((wab-
0.622)*TT[t]*WW[t]/(taba*wab)-(WW[t]-0.622)), TT'[t]==1/(vol*(cph+1.80*
(WW[t]-0.622)))*((a2*(Q-Qkd)+qa*ha*a3)*TT[t]*WW[t]/(WW[t]+0.378)-
```

```

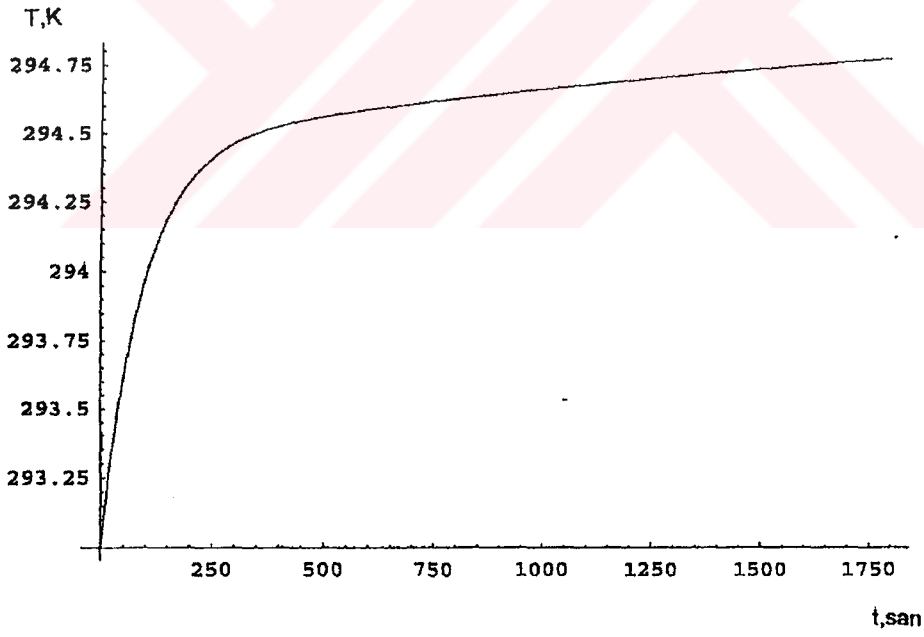
qa*cph*(TT[t]-273)-a1*qa*TT[t]*WW[t]*(2501+1.8*(TT[t]-
273))), WW[0]==0.624, TT[0]==293},{TT[t], WW[t]},{t,0,1000}]
Plot[Evaluate[WW[t]-0.622/.d1],{t,0,1000}], Plot[Evaluate[TT[t]/.d1],{t,0,1000}]

```





a- Duvarların ısı depolama özellikleri gözönünde bulundurulmadan elde edilen çözüm



b- Duvarların ısı depolama özellikleri gözönünde bulundurularak elde edilen gerçek çözüm

Şekil B.1 Duvarların ısı depolama özelliklerinin hesaba katılmadığı (a) ve katıldığı durumda (b) sıcaklık değişimleri

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında İstanbul'da doğan yazar, 1988 yılında Haydarpaşa Anadolu Teknik Lisesi'ni iyi derece ile bitirerek, aynı yıl, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde üniversite hayatına başlamıştır. 1992 yılında bu bölümden iyi derece ile mezun olmuş, aynı yıl, TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsünde çalışmaya başlamıştır. 1993 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Enerji Bölümü'nde Yüksek Lisans Eğitimi'ne başlayan yazar halen, UME'de Destek Gurup Başkanı olarak çalışmaktadır.

