



EGE ÜNİVERSİTESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ISI GERİ KAZANIMLI HAVALANDIRMA
ÜNİTESİNE AİT ISI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE
BELİRLENMESİ**

Meltem ALTIN

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi : 05.04.2016

Bornova-İZMİR

2016

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ISI GERİ KAZANIMLI HAVALANDIRMA
ÜNİTESİNE AİT ISI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE
BELİRLENMESİ**

Meltem ALTIN

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi: 05.04.2016

Bornova-İZMİR

2016

Meltem ALTIN tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Ünitesine Ait Isı ve Akış Analizlerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Belirlenmesi” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 05.04.2016 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı

:

.....

Raportör Üye

:

.....

Üye

:

.....



EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI**

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi / Doktora Tezi olarak sunduğum “ISI GERİ KAZANIMLI HAVALANDIRMA ÜNİTESİNE AİT ISI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE BELİRLENMESİ” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

.... / / 20..

İmzası

Adı-Soyadı

Meltem ALTIN

ÖZET**ISI GERİ KAZANIMLI HAVALANDIRMA ÜNİTESİNE AİT ISI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE BELİRLENMESİ**

ALTIN, Meltem

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Nisan 2016, 109 sayfa

Isıtma-soğutma ve havalandırma uygulamalarında ısı geri kazanımı, işletme masraflarını düşürerek taze havalı sistemlerin kullanılabilirliğini artırmaktadır. Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının verim hesaplamalarında çoğunlukla bileşenlerin seçim yazılımları kullanılmakta ve kataloglarda bu değerler belirtilmektedir. Bu yazılımlar, her ne kadar yapılan testlerin sonucunda oluşturulsa da, bileşenler gövde içine yerleştirildiğinde hava akış farklılıklarından dolayı çoğunlukla aynı performansı göstermemektedirler. Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programları kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle optimizasyon çalışmalarında, HAD programları ile kısa zamanda doğru sonuçlar alınabilmektedir.

Bu tez çalışmasında, bir ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının tasarımı, imalatı, testleri ve Ansys Fluent programında hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler karşılaştırılmış, HAD programının hata yüzdeleri hesaplanmıştır.

Anahtar sözcükler: Isı geri kazanımı, Ansys Fluent, CFD, Enerji verimliliği, Isı değiştirici

ABSTRACT**DETERMINATION OF AIR FLOW AND HEAT TRANSFER
ANALYSIS OF A HEAT RECOVERY UNIT WITH
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

ALTIN, Meltem

M. Sc. in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Dr. Hüseyin Günerhan

April 2016, 109 pages

Heat recovery in heating, ventilating and air conditioning applications, reduces operating costs and increases the availability of fresh air system. Catalogue values are mainly used for heat recovery efficiency calculations. Although these softwares generated as a result of tests, components do not indicate the same performance when they are inserted into the body due to the uneven air flows. The right way for determining performance is testing. Especially for optimization studies, accurate results can be obtained in a short time.

In this study, a heat recovery unit had been designed, manufactured, tested and analyzed by Ansys Fluent computational fluid dynamics program. Obtained data is compared with theoretical data and test results. Error percentage of CFD software has been calculated.

Keywords: Heat recovery, Ansys Fluent, CFD, Energy efficiency, Heat exchanger

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince gerekli tüm desteğini ve değerli zamanını esirgemeyen danışmanım sayın Doç. Dr. Hüseyin GÜNERHAN'a, bünyesinde çalışırken bana bu çalışmam için tolerans gösteren "Eneko Havalandırma ve Isı Ekonomisi Sistem Teknolojileri Mak. San. Ve Tic. A. Ş. " yönetiminden Sayın Prof. Dr. Macit TOKSOY ve Sayın Yük. Müh. Sinan AKTAKKA'ya, çalışmamın her aşamasında bilgi ve motivasyon sağlayan değerli arkadaşım Göknil AĞAR'a ve yardımcı olan tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ayrıca tüm bu süreçte desteğini esirgemeyen aileme ve en büyük desteğim ve aynı zamanda akıl hocam olan nişanlım Kerem KOÇAK'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xix
1. GİRİŞ	1
2. HAVALANDIRMADA ISI GERİ KAZANIMI	5
2.1 Psikrometrik Gösterim	7
3. ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI.....	14
3.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazının Bileşenleri	14
3.1.1 Havadan havaya ısı değıştiricisi	16
3.1.2 Hava filtresi.....	23
3.1.3 Cihaz gövdesi.....	26
3.1.4 Fanlar	26
4. PERFORMANS GÖSTERGELERİ	29
4.1 Performans Katsayısı (COP).....	29
4.2 Özgöl Fan Gücü (SFP).....	30
4.3 Enerji Verimliliğı	31
5. IGKH CİHAZININ TASARIMI.....	34
5.1 İlk Boyutlandırma	35
5.1.1 Isı değıştirici seçimi	36
5.1.2 Filtre seçimi	38
5.1.3 Cihaz içi basınç kayıpları.....	40
5.1.4 Fan seçimi	40

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.2	Tasarımın Performans Hesaplamaları	42
6.	TESTLER.....	44
6.1	Hava Kaçak testi.....	44
6.1.1	Dış kaçak	45
6.1.2	İç kaçak	47
6.2	Debi-Basınç Testi	50
6.3	Isıl Test.....	54
7.	HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ.....	57
7.1	Modelin Hazırlığı	58
7.2	Tekil Analizler.....	61
7.2.1	Fan analizi	62
7.2.2	Isı değıştirici analizi	65
7.2.3	Filtre analizi.....	69
7.3	İzotermal Akış analizleri	73
7.4	Isıl Analizler.....	77
8.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	82
	KAYNAKLAR DİZİNİ	85

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının çalışma prensibi	6
2.2 Yaz ve kış iklimlendirmesinin psikrometrik diyagramda gösterimi	8
2.3 IGKH işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi.....	9
2.4a Enerji transferi için kullanılan soğurmalı ısı tekeri	11
2.4b Enerji transferi için kullanılan selüloz plakalı ısı değiştirici	11
2.5 EGK uygulamalı işlemin psikrometrik diyagramda gösterimi.....	12
3.1 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazı.....	15
3.2 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazının bileşenleri.....	15
3.3 Alüminyum plakalı çapraz akışlı ısı değiştirici	18
3.4 Alüminyum plakalı karşıt akışlı ısı değiştirici	18
3.5 Selülozik malzemeli plakalı ısı değiştirici.....	19
3.6 Plastik plakalı ısı değiştirici.....	19
3.7 Isı tekeri	20
3.8 Isı tekeri ısı transfer dolgu profili	20
3.9 Nem transferi sağlayan zeolit kaplama	21
3.10 Hava filtreleri.....	23
3.11a Filtrelerde ayırıştırma etkileri: Elek etkisi.....	24

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.11b Filtrelerde ayırıştırma etkileri: Atalet etkisi.....	24
3.11c Filtrelerde ayırıştırma etkileri: Yakalama etkisi	24
3.11d Filtrelerde ayırıştırma etkileri: Difüzyon etkisi.	24
3.12 Fan çalışma noktasının belirlenmesi.....	27
3.13 Sistem eğrisinin yer değiştirmesi sonucu oluşan durumlar	27
4.1 Taze hava ve egzoz havasının ısı değiştirici giriş ve çıkış sıcaklıkları..	32
5.1 Kombi ısı değiştirici akış yönelimi	36
5.2 Kombi ısı değiştirici boyutları (D=650)	37
5.3 EN 779 Standardına göre "F" tipi kompakt filtre	39
5.4 Hava filtrelerinin hız-basınç düşümü karakteristik eğrileri	39
5.5 Taze hava fanı seçim girdileri ve yol-basınç düşümü grafiği.....	41
5.6 Tez çalışmasında kullanılan EC santrifüj fan	41
5.7 Projede kullanılan fanın karakteristik eğrisi ve çalışma noktası.....	42
6.1 EN 308 Standardına göre dış kaçak test şeması	46
6.2 Dış kaçak test sonuç grafiği	47
6.3 Plakalı ısı değiştiricilerde kanatların birleşimi – Kenet sistemi	48
6.4 Isı tekerlerinde iç kaçakların süpürülmesi	48

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.5 EN 308 Standardına göre iç kaçak deney sistemi	49
6.6 İç kaçak deney sistemi.....	49
6.7 İç kaçak deney sonuçları	50
6.8 EN 308 Standardına göre debi-basınç test düzeneği	51
6.9 Debi-basınç ve ısı test sisteminin şematik gösterimi.....	52
6.10 Ölçüm cihazları	52
6.11 Debi-basınç karakteristikleri	53
6.12 Güç tüketim grafiği.....	53
6.13 Isıl test düzeneği	55
7.1 Design Modeler modülünde hazırlanan CFD modeli.....	59
7.2 Temel ağ (mesh) elemanları	60
7.3 Fanın HAD analizi için akış bölgesi ve sınır koşulları.....	63
7.4 Fan çevresinde tanımlanan yardımcı hava hacmi.....	63
7.5 İterasyon sayısına bağlı yakınsama kriterleri	64
7.6 Fan kanatları üzerindeki hidrodinamik torkun değişimi	64
7.7 Isı değiştirici dilimi modeli	66
7.8 Ters ve çapraz akışlı ısı değiştirici kanalları ve geçiş bölgesi.....	66

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.9 Isı değiştirici ağ profili.....	67
7.10 Isı değiştirici modeli ve ağı.....	69
7.11 Filtrelerin modellenmesi	71
7.12 Filtre analiz ile katalog değeri karşılaştırması	72
7.13 Cihaz içi hava akımının ağ profili.....	72
7.14 Tüm modelin ağ profili (ısı değiştirici hariç).....	73
7.15 İzotermal akış modeli.....	74
7.16 Yakınsama kriterlerinin iterasyon sayısına bağlı değişimleri.....	74
7.17 Isı değiştirici giriş ve çıkışındaki hava hızı konturları.....	75
7.18 Akım çizgileri-1	75
7.19 Akım çizgileri-2	76
7.20 Isıl analiz akış geometrisi	77
7.21 Geometrinin üstten görünüşü.....	78
7.22 Isıl analiz sonucu sıcaklık konturları	79
7.23 Isı değiştiricide taze hava çıkış sıcaklık konturları	79
7.24 Isı değiştiricide egzoz havası çıkış sıcaklık konturları	80
7.25 Isıl analiz sonucu akım çizgileri	80

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 EN 308 Standardına göre ısı değiştiricilerin ısı verim test koşulları.....	17
3.2 EN 779 'a göre hava filtresi sınıflamaları.....	25
4.1 EN 13779 Standardına göre SFP sınıflandırması	31
4.2 EN 13053 Standardına göre enerji verimliliği sınıflandırması.....	33
5.1 Tasarım kriterleri	34
5.2 Isı değiştiricinin teorik çıktıları	38
5.3 Taze hava tarafı sistem basınç kayıpları.....	40
6.1 Isıl test sonuçları.....	55
7.1 Farklı ağ sayıları için analiz sonuçları.....	65
7.2 Sınır koşulları ve malzeme özellikleri girdileri	68
7.3 Isı değiştiricide ağ hassasiyeti çalışması.....	69
7.4 Isı değiştirici basınç düşümü değerinin kıyaslanması	76
7.5 Isıl analiz simülasyon girdileri.....	78
8.1 Isı değiştiricide taze hava çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması.....	82

1. GİRİŞ

Günümüzde yüksek enerji tüketimi tüm dünyayı etkileyen bir sorundur. Bu sorunun çözümü için ülkeler çeşitli yol ve teknolojilere başvurumaktadırlar. Binalarda ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemleri nedeniyle oluşan yüksek enerji maliyetleri, enerji tasarrufu önlemlerinin alınması gereken en temel konulardan biridir. Isıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde yapılan iyileştirmelerin %30-60 oranlarında enerji maliyetlerini azalttığı bilinmektedir. (Karşlı vd, 2011) İyi yalıtılmamış bir binada enerjinin çoğunluğu bina duvarlarından ve havalandırma amaçlı açılan pencerelerden dışarıya atılarak kaybedilmektedir. Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının kullanılması enerji tasarrufu açısından en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir.

Bu tez çalışmasında ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının temel özellikleri, performans göstergeleri, tasarım prensipleri ve test prosedürleri incelenmiştir. Proje kapsamında tasarlanan ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının ANSYS Fluent sonlu hacimler paket programı ile akış ve ısı analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen çıktılar test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Tez çalışmasına başlanılmadan önce benzer konularda yapılan çalışmalar incelenmiştir. Bilgiler aşağıda verildiği gibi özetlenmiştir.

Doba (1996) tarafından yapılan çalışmada, çapraz akımlı reküperatif ısı değiştiricinin tanıtımı ile teorik ve deneysel analizi yapılmıştır. Sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları, fiziksel özellikleri, ısı değiştiricinin tipi ve akış türü kullanılarak ısı transfer oranı ve akışkanların çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Daha sonra yapılan deney sonuçları ile teorik hesaplar karşılaştırılmıştır. Toplam ısı transferi, basınç düşümü gibi değerlerin diğer parametrelere göre değişim grafikleri çıkarılmıştır.

Şahan (2005) tarafından yapılan çalışmada, havalandırmanın önemi ve ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının avantajları üzerinde durulmuştur. Egzoz edilen kullanılmış hava yerine dışarıdan alınan taze hava ile gündeme gelen dış hava yükü ve kullanılacak ısı geri kazanım yöntemleri ile bu yükün azaltılması

anlatılmıştır. Isı geri kazanımlı havalandırma ünitesi kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlardaki enerji giderleri hesaplanmış, cihazın enerji ve ekonomik yönden sağladığı tasarruf gösterilmiştir. Bu bildiriye göre, konfor şartlarında uygulanacak en detaylı ısı geri kazanım yatırımı dahi, 3 yıldan kısa sürede geri dönmektedir.

Çangarlı (2008) tarafından yapılan çalışmada, ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının dış hava koşullarına göre değişen verimi incelenmiştir. Bu amaçla, 6 farklı ilin bir yıllık dış hava sıcaklık verileri meteorolojiden temin edilmiş ve ısı geri kazanımlı havalandırma ünitesinin bu illerdeki performansları teorik olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak en yüksek performansın iç-dış sıcaklık farkının en yüksek olduğu ilde sağlandığı ve serbest soğutma (free cooling) uygulamasının tüm bölgelerde gerekli olduğu belirlenmiştir.

Bulgurcu (2001) tarafından yapılan çalışmada, lokal geri kazanımlı havalandırma cihazlarının temel özellikleri ve tasarım prensipleri incelenmiş, kullanılan ısı değiştiricinin verim hesaplamaları örneklerle açıklanmıştır. Ayrıca Balıkesir şartlarında bir kafeteryada havalandırma cihazının %57 verimle günde 8 saat çalıştığı kabul edilerek mevsimlik (5 ay) enerji tasarrufunun cihazın satın alma fiyatına eşit olduğu hesaplanmıştır.

Wetter (1999) tarafından yapılan çalışmada, havadan havaya plakalı ısı değiştiricinin simülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu model ile bilgisayarda yapılan hesaplamaların süresini kısaltmak ve bu hesaplamalarda girdi olarak sadece ısıtma, soğutma ve havalandırma (HVAC) sistemlerinin tasarım aşamasında bilinen verilerin kullanılması amaçlanmıştır. Model sayesinde, HVAC sistemlerinin enerji verimliliğinde önemli payı olan yarı yüklemeli durumun sistem komponentleri üzerindeki etkisi görülebilmektedir.

Hız profillerinin etkisinin incelendiği, Ranganayakulu vd. (1997) tarafından sunulan bir çalışmada, plakalı-kanatlı, çapraz akışlı, kompakt bir ısı değiştirici ele alınmıştır. Uniform olmayan hız dağılımları için performans azalması ve basınç kayıplarındaki artış, sonlu elemanlar yöntemine dayalı bir model ile belirlenmiştir.

Doba ve Oğulata (1997) tarafından yapılan çalışmada, endüstriyel havalandırmanın önemi belirtilmiş ve ısı geri kazanımlı havalandırma cihazları ile bu ortamlardan atılan atık havanın hava şartlandırılmasında kullanılmasının avantajları anlatılmıştır. Düşük sıcaklık uygulamalarında, endüstriyel kullanımlarda verimli bir şekilde çalışacağı düşünülen levhalı tip bir ısı değiştirgecinin, laboratuvar şartlarında tasarımı ve imalatı yapılmış ve söz konusu ısı değiştirgecinde elde edilen deneysel sonuçlar sunulmuştur.

Güven (2003), çalışmasında havadan havaya ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının çeşitleri, teknik özellikleri, performansları, kirlilik ve filtrasyonları, sistem kaçakları, yoğunlaşma ve donma sorunları hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca bu cihazların ilk yatırım ve işletme ekonomisine etkileri ve enerji transfer metotları ele alınmıştır.

Zhang vd. (2009) tarafından yapılan çalışmada, ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan nem almalı membranlı ısı değiştiricilerin, ısı ve kütle transferi karakteristikleri üzerinde durulmuştur. Farklı tiplerdeki membranlı sistemlerin fiziksel modeli geliştirilerek performans karşılaştırmaları yapılmıştır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar teorik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak membranlı sistemlerin avantajları; yüksek ısı ve nem transferi, duyulur ve gizli ısının geri kazanılması, mekanik parça içermemesi ve iklimlendirme sistemlerinde enerji tasarrufu sağlaması olarak belirlenmiştir.

Ch. Ranganayakulu ve K.N. Seetharamu, (1999) tarafından yapılan çalışmada, çapraz akışlı bir ısı değiştiricide, ısı değiştirici plakalarındaki iki boyutlu ısı transferi ile nonüniiform akış ve sıcaklık dağılımı, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Farklı tipteki akış ve sıcaklıklarda kötü dağılımlar sonucu oluşan akış sapmalarını belirleyecek yeni bir matematiksel model geliştirilmiştir. Bu modelle akış ve sıcaklık dağılımlarının ısı değiştirici etkenliği üzerindeki etkisi belirlenmiş ve bu etkinin bazı uygulamalar için önemli olduğu ispatlanmıştır.

Bhutta vd. (2012) tarafından yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi tasarımında HAD uygulamalarına genel bir bakış sağlayan kapsamlı bir derleme sunmuşlardır.

Çökelme, basınç düşümü, ısı analiz ve optimizasyon odaklı yayınlar sınıflandırılmış ve özetlenmiştir.

Bilir vd. (2012) tarafından yapılan çalışmada, kanatlı-borulu bir ısı değiştirici için ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini çeşitli kanatçık tipleri için HAD ile incelemişlerdir. Hesaplama yükünü hafifletmek için ısı değiştiricinin periyodik bir kısmı modellenmiştir.

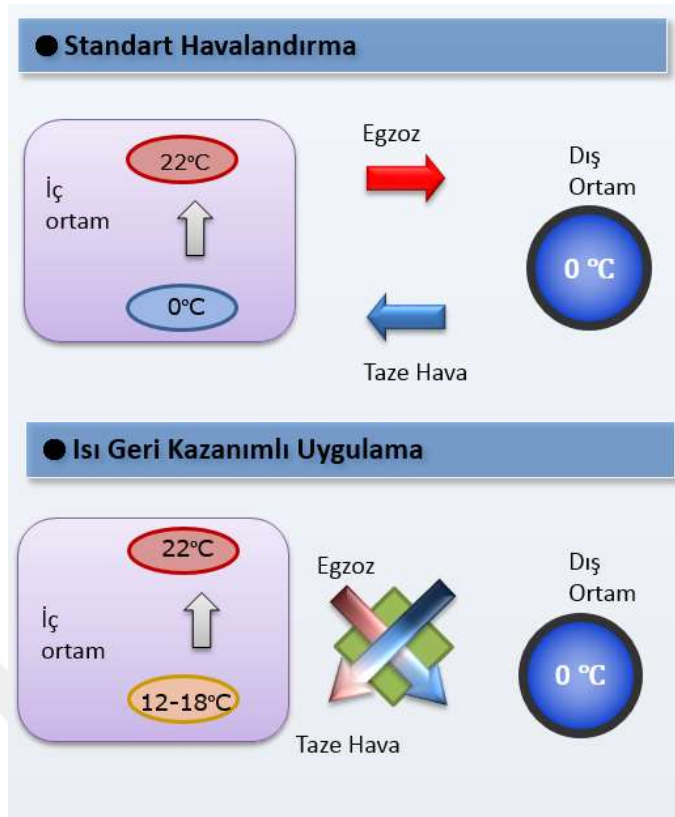


2. HAVALANDIRMADA ISI GERİ KAZANIMI

Hayatlarının büyük çoğunluğunu kapalı binalarda geçiren insanlar solunumları ile, ortamda bulunan malzemeler ve ekipmanlar da istenilmeyen gaz emisyonları ile bulundukları ortamdaki havayı kirletirler. Bu durum konforun azalmasına, çalışma performanslarının düşmesine ve oksijen miktarının çokça düştüğü durumlarda bazı sağlık problemlerinin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu olumsuzlukların giderilmesinin en uygun yolu ortamdaki kirli havanın egzoz edilmesi ve buna karşın taze havanın şartlandırılarak ortama geri verilmesidir. Taze havanın tekrar şartlandırılması ise dış hava yükünü ortaya çıkarmakta, küçümsenmeyecek seviyede yüksek olan bu yük, iç ortam havasının şartlandırılması için gereken enerji miktarını önemli miktarda arttırmaktadır (Şahan, 2005).

Çok çeşitli teknolojiler ve sistemler vasıtasıyla günümüzde yaygın olarak kullanılan iklimlendirme sistemlerinin amacı; bu ortamı kullanan insanlara kabul edilebilir kalitede konforlu ve temiz iç ortam havası hazırlamaktır (Atmaca, 2009). Isı geri kazanımlı havalandırma (IGKH) cihazları, dış şartlarda alınan taze havanın egzoz havası ile yazın ön ısıtılmasını kışın da ön soğutulmasını sağlayarak, taze havanın sıcaklığını, iç ortam şartlarına yaklaştırmaktadır. Böylece, iklimlendirme cihazlarının kışın ısıtma yükü, yazınsa soğutma yükü kapasitesi düşürülerek enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Şekil 2.1 'de standart havalandırma ile ısı geri kazanım uygulaması arasındaki fark, bir örnekle gösterilmektedir. Buna göre kışın 0 °C olan dış hava sıcaklığı, %55-80 verimli çalışan bir ısı geri kazanımı sonrası 12-18 °C olarak iç ortama verilmektedir. Isı geri kazanım cihazından çıkan ön ısıtılmış hava, uygun iklimlendirme işlemleriyle iç ortam konfor sıcaklığına ulaştırılmaktadır.



Şekil 2. 1 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının çalışma prensibi

Tüm bu özellikler göz önüne alındığında ısı geri kazanımının üç önemli avantajı ön plana çıkmaktadır:

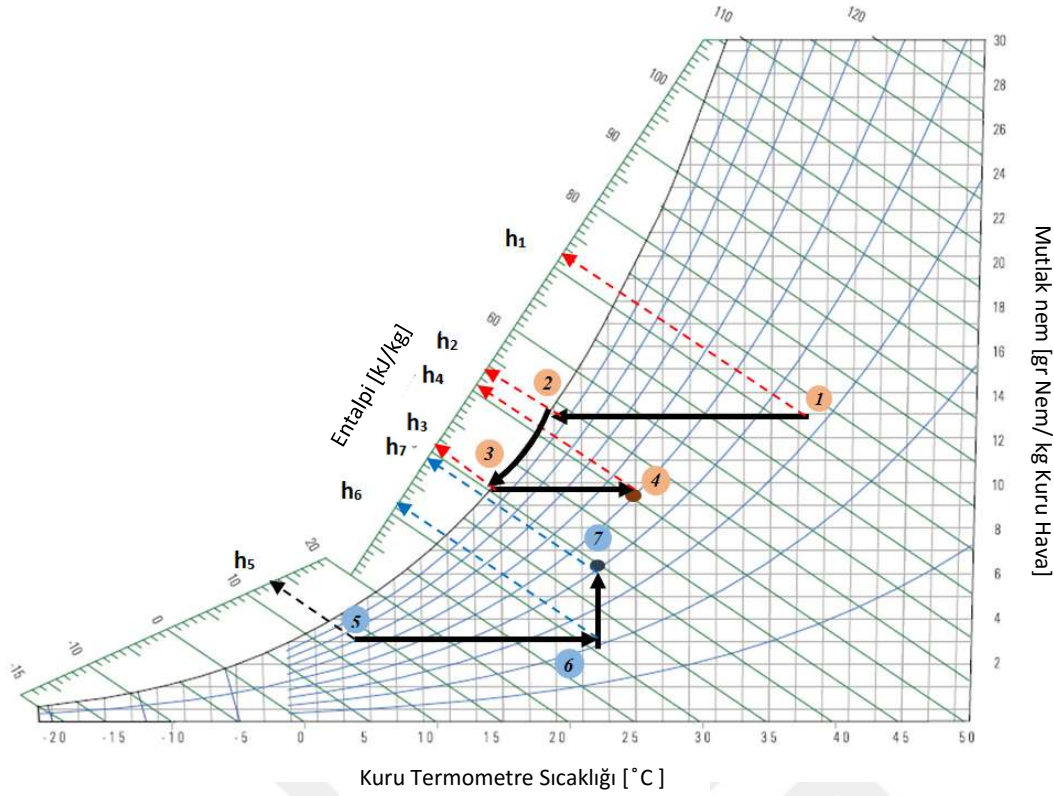
- Geri kazanılan ısı sayesinde iç ortamı konfor koşullarına getirmek için gereken dış hava yükü önemli miktarda azaltılmış olmaktadır. Böylece iklimlendirme için harcanan enerji miktarı düşer, tasarruf sağlanmaktadır.
- Gerek iklimlendirme sisteminde kullanılan bileşenlerin kapasitelerinin azaltılması, gerekse nemlendirme ve nem alma bileşenlerine ihtiyacın kalmaması durumunda ilk yatırım maliyeti azaltılabilmektedir.
- Azalan dış hava yükü, taze havalı cihaz kullanımını daha makul hale getirir. Böylece iç hava kalitesinin sağlanmasında bir üstünlük sağlanmaktadır.

2.1 Psikrometrik Gösterim

Psikrometri, nemli havanın termodinamik özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlar ile ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır. Psikrometrik diyagram, genel itibariyle kapalı mahalleri istenilen (sıcaklık, nem) koşullara getirmek amacıyla gerekli hesapları yapabilmek için kullanılmaktadır. Bu mahaller, yaşama alanları veya özellikleri gereği belli koşullarda kalması gereken hacimler olabilir. (Çınar, 2007)

Dünyada kabul edilmiş araştırmalara göre, insanlar havası temiz ve belli bir sıcaklık-nem aralığında olan ortamlarda rahat etmektedir. Bu aralık konfor bölgesi olarak tanımlanmıştır (nem %30 ile %60, sıcaklık 20 - 27°C). Konfor koşulları yaz ve kış olarak ayrılmalıdır. Kış konfor koşulları 22 °C sıcaklık %40 bağıl nem, yaz konfor koşulları da 26 °C sıcaklık %50 bağıl nem olarak kabul edilebilir. Isıl konfor için kabul edilebilir aralıklar ASHRAE Standart 55 – 2004 ve ISO 7730 gibi uluslararası standartlarda verilmektedir.

Isı geri kazanım uygulaması kullanılmadığı takdirde taze havanın koşullandırılıp ortam şartlarına getirilmesi Şekil 2.2 ile verilen psikrometrik diyagramda gösterilmiştir. Diyagramda 1 noktası yazın havalandırma cihazına giren dış hava şartlarını göstermektedir. 2 noktası, havanın %100 bağıl nem eğrisi üzerindedir ve hava daha fazla soğutulursa içerisindeki su buharı yoğunlaşmaya başlamakta ve böylece havanın nemi alınmış olmaktadır. 3 noktasında soğutucudan çıkan havayı 4 noktasındaki konfor koşullarına getirmek için ısıtıcı kullanılmaktadır.



Şekil 2. 2 Yaz ve kış iklimlendirmesinin psikrometrik diyagramda gösterimi

Yazın;

1-2: Taze havanın soğutucuda soğutulması

2-3: Sıcaklığın çiğlenme noktası altına düşürerek havanın neminin alınması

3-4: Nemi alınan havanın konfor koşullarına ısıtılması

Kışın;

5-6: Taze havanın ısıtıcıda ısıtılması

6-7: Isıtıcıdan çıkan havanın nemlendirilerek konfor koşullarına getirilmesi

Kış iklimlendirmesi yapılırken soğuk ve bağıl nemi yüksek olan dış hava bir ısıtıcıdan geçirilir. Bu ısıtıcının havaya vermesi gereken enerji, 5 ve 6 noktaları arasındaki entalpi farkının ısıtıcıdan geçen havanın kütleli debisi ile çarpımı kadardır. Hava ısıtıcıdan geçerken bağıl nemi 7 noktasındaki konfor şartlarının

altına düşer. Isıtıcıdan çıkan havanın bağıl nemi, nemlendiriciden geçirilerek yükseltilebilir

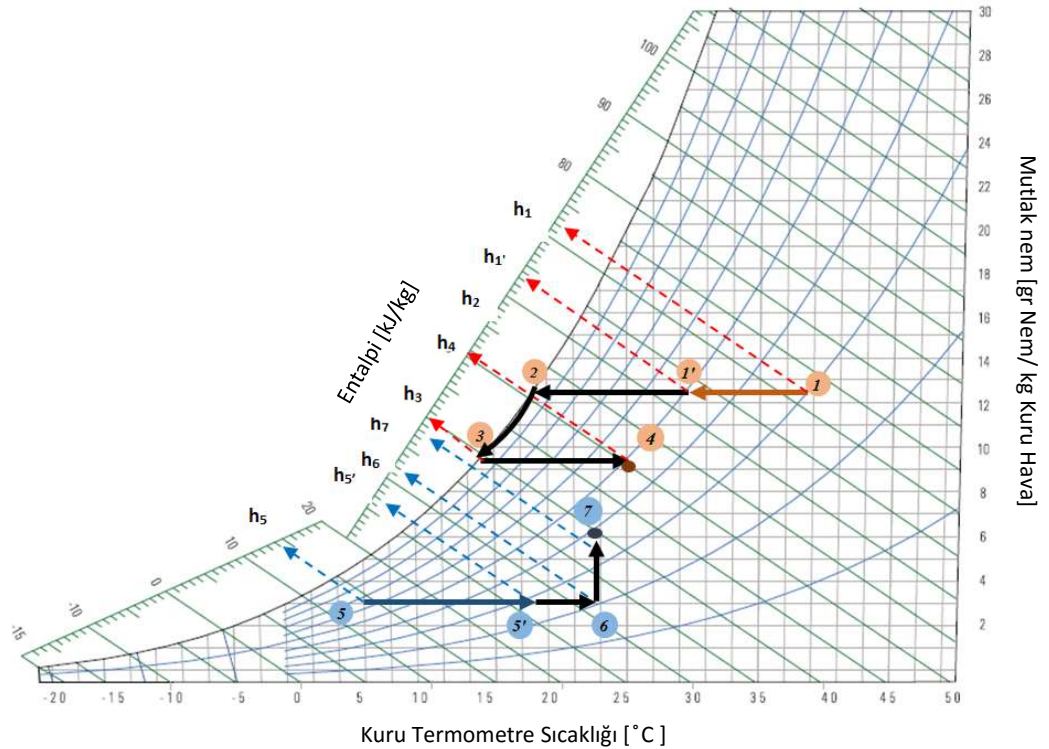
Şekil 2.3'te iklimlendirme sistemine ısı geri kazanımı uygulaması eklendiğindeki durum gösterilmiştir. Bu durumda yazın 1 şartlarındaki taze hava önce ısı geri kazanımı cihazından geçirilerek 1' konumuna getirilir. Bu sırada egzoz havasındaki enerji taze havaya aktarılmaktadır. Q_{igk} olarak adlandırılan enerji miktarı Denklem 2.1 ile hesaplanabilmektedir.

$$Q_{igk} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_1') \quad (2.1)$$

Burada $\dot{m}$ [kg/s] kütleli debi ve h [kJ/kg] entalpidir. Soğutucu bataryanın havadan çekmesi gereken ısı ise $Q_{batarya}$ olarak adlandırılmıştır ve Denklem 2.2 ile hesaplanabilmektedir.

$$Q_{batarya} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1') \quad (2.2)$$

1' noktasının konumu kullanılan ısı değiştiricinin tipine ve ısı verimine göre değişmektedir.



Şekil 2.3 IGKH işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Şekil 2.3 üzerinde gösterilen işlemler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Yazın;

1-1': Taze havanın IGKH cihazında ön soğutulması

1'-2: IGKH cihazından çıkan havanın soğutucuda soğutulması

2-3: Sıcaklığın çiğlenme noktası altına düşürerek havanın neminin alınması

3-4: Nemi alınan havanın konfor koşullarına ısıtılması

Kışın;

5-5': Taze havanın IGKH cihazında ön ısıtılması

5'-6: Taze havanın ısıtıcıda ısıtılması

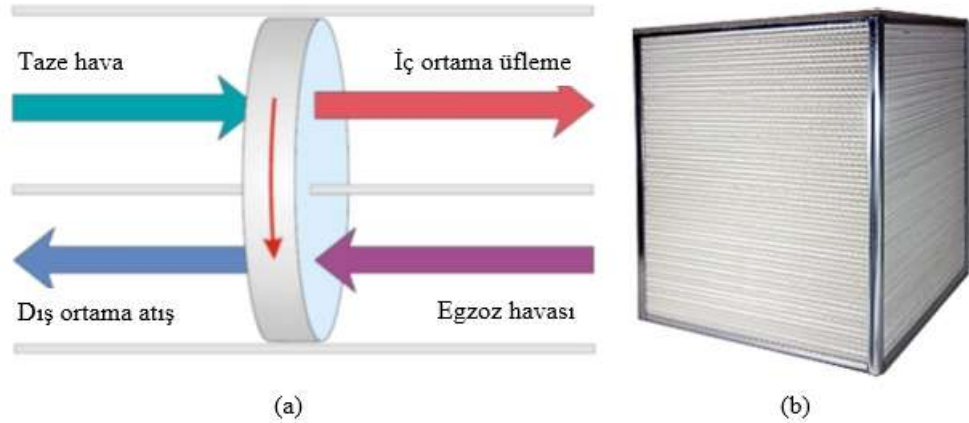
6-7: Isıtıcıdan çıkan havanın nemlendirilerek konfor koşullarına getirilmesi

Şekil 2.2 ve 2.3 arasındaki farktan da görüleceği gibi, ısı geri kazanım uygulaması sayesinde taze havaya verilmesi gereken enerji miktarı azalmaktadır. Sistemin kapasitesindeki bu azalma sayesinde kullanılan elemanların boyutları küçülmekte, ilk yatırım maliyeti düşmektedir. Geri kazanılan soğutma ve ısıtma miktarlarının toplam ısı yüklerinden indirilerek su soğutma gruplarının ve ısı merkezlerinin küçültülmesine bağlı yatırım indirimi, ayrıca azalan kapasitelere paralel olarak küçülen boru çapları, fittingsler, otomatik kontrol devreleri, kullanılan su miktarı, izolasyonlar, tesisat ile işgal edilen yer azalmaları ısı geri kazanımının önemini göstermektedir. (Şahan, 2005)

1-2 noktaları arasındaki soğutma işlemi yazın havanın bağıl nemi artırmakta, kışın ısıtılan havanın bağıl nemini düşürmektedir. Konfor şartlarının sağlanabilmesi için iklimlendirme sistemine, gerekli mekanik ısıtma soğutma yanında, kış çalışmasında nemlendirme, yaz çalışmasında ise nem alma fonksiyonları ilave edilmelidir. Bu işlemler için harcanan enerji ve maliyet uygulanacak doğru enerji

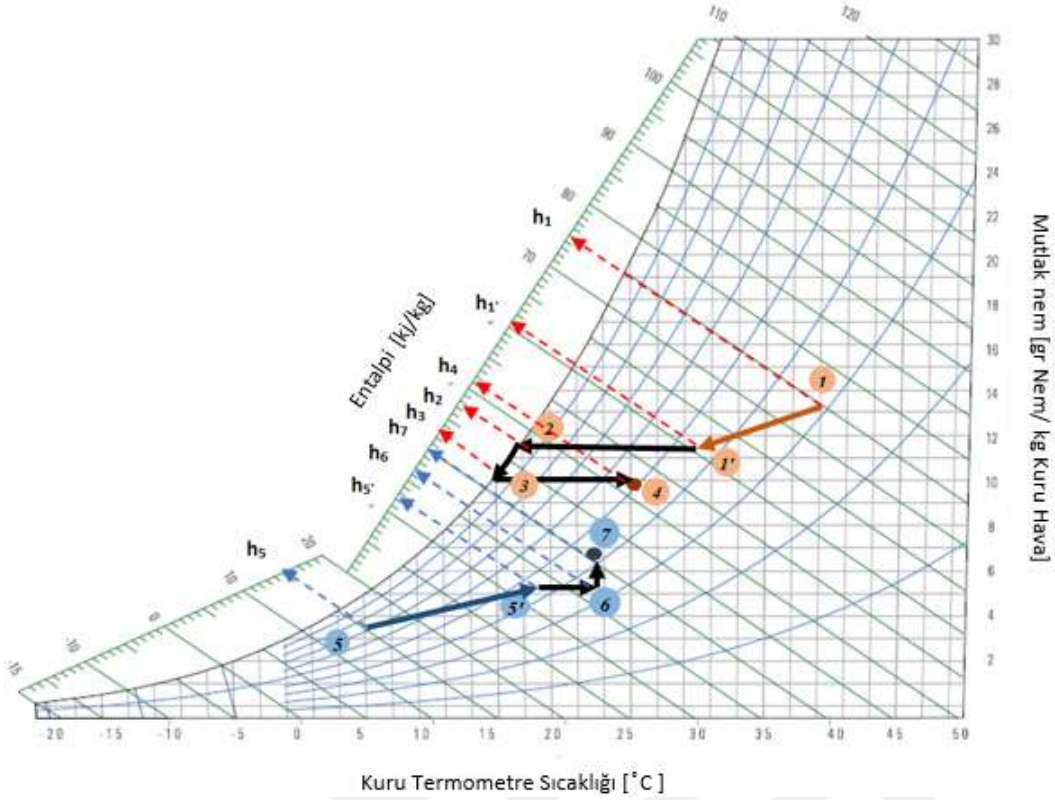
geri kazanım uygulaması ile büyük oranda azaltılabilmektedir. Kullanılan ısı değiştiricinin özelliğine göre taze hava ve egzoz havası arasında nem transferi de gerçekleştirilmesi mümkündür. Enerji geri kazanımlı havalandırma cihazları (EGKH), duyulur ısıнын yanında gizli ısıнын da aktarılmasını sağlayan sistemlerdir (Yaici vd, 2013).

Dönüş havası ile atılan nem, kuru olan taze havaya aktarılmaktadır. Ek bir enerji sarfıyatı gerektirmeyen bu işlem hem iklimlendirme ilk yatırımını, hem de işletme giderlerini azaltmaktadır. Bunun için genellikle soğurmalı ısı tekerleri veya selülozik malzemeli plakalı ısı değiştiriciler kullanılabilmektedir (Şekil 2.4). Bu ısı değiştiriciler ısı transferinin yanında nem transferi de yaparak hem sistemin enerji verimini artırmakta hem de nemlendirme veya nem alma işlemlerini gerçekleştirmektedirler.



Şekil 2. 4 Enerji transferi için kullanılan ısı değiştiriciler: (a) Soğurmalı ısı tekeri (Klingenburg kataloğu), (b) Selüloz plakalı ısı değiştirici

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazında nem transferi gerçekleştiren bir ısı değiştirici kullanılması durumundaki hava koşulları Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Bu tip ısı değiştiriciler, ısıнын yanında nem transferi de yaparak transfer edilen enerjiyi büyük ölçüde artırmaktadırlar. Aynı zamanda yazın nemli havanın neminin alınması, kışın da kuru havaya nem verilmesi işlemini gerçekleştirerek, bu işlem için harcanan enerjiyi tamamen kaldırmakta veya kısmen azaltmaktadırlar.



Şekil 2. 5 Enerji geri kazanımı uygulamalı hava şartlandırma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Şekil 2.5 üzerinde gösterilen işlemler:

Yazın;

1-1': Taze havanın EGKH cihazında ön soğutulması ve neminin alınması

1'-2: EGKH cihazından çıkan havanın soğutucuda soğutulması

2-3: Sıcaklığın çığırma noktası altına düşürerek havanın neminin alınması

3-4: Nemi alınan havanın konfor koşullarına ısıtılması

Kışın;

5-5': Taze havanın EGKH cihazında ön ısıtılması ve nemlendirilmesi

5'-6: EGKH cihazından çıkan havanın ısıtıcıda ısıtılması

6-7: Isıtıcıdan çıkan havanın nemlendirilerek konfor koşullarına getirilmesi

Nem transferi özelliği, iklimlendirme sistemlerinde büyük enerji sarfıyatına neden olan nem alma ve nemlendirme bileşenlerinin kapasitelerinin azalmasını veya sistemden kaldırılmalarını sağlamaktadır. Bu tip cihazlarda nem, bir hattan diğerine yoğuşmadan transfer edildiği için, sıcaklığın çok düşük olduğu iklimlerde donmadan korunma yöntemi olarak da kullanılabilirler.



3. ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI

Isı geri kazanımının yaygın kullanılan tanımlarından biri; “enerjinin (ısı/kütle), yüksek sıcaklıktaki bir hava akışından daha düşük sıcaklıktaki diğer bir hava akışına aktarılarak geri kazandırılması işlemi” olarak verilmektedir (Mardiana-Idayu ve Riffat, 2012). Isı geri kazanım cihazları temel olarak, ortamdan dışarı atılan havadaki enerjiyi, ortama verilen taze havaya ekleme prensibi ile çalışırlar. Isı geri kazanım cihazı bir mekânda havalandırma amacıyla ortamdan çekilen şartlandırılmış hava dışarı atılırken, alınan taze havayı da oda koşullarına yaklaştırmaktadır. Bu işlemleri yaparken egzoz ve taze hava fanları dışında herhangi bir enerji kaynağı kullanmazlar, havadan havaya ısı geri kazanımı sağlarlar. Ayrıca taze hava temininden yoksun olan split veya değişken soğutucu debili sistemlerle beraber kullanılabilirler. Bu sayede enerji tasarrufunun yanında mekânın ihtiyacı olan taze hava da karşılanmış olurlar.

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazları özellikle dış hava sıcaklığının çok soğuk veya çok sıcak olduğu bölgelerde ofisler, lokantalar, kafeler, sinemalar, hastaneler, derslikler, yatakhaneler, kapalı yüzme havuzları, matbaalar, atölyeler gibi yoğun taze hava ihtiyacı olan mekânlarda ideal havalandırma için kullanılmaktadırlar (Şahan 2003).

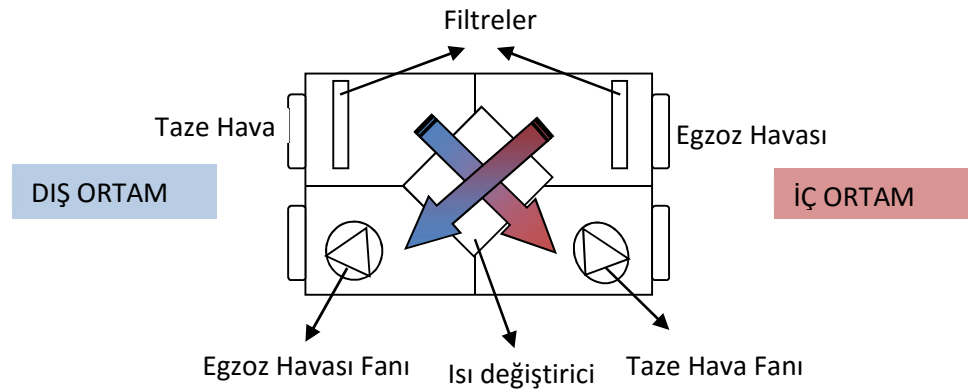
3.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazının Bileşenleri

Bir IGKH cihazının temel bileşenleri; havadan havaya ısı transferini sağlayan ısı değiştirici, egzoz ve taze hava akışlarını sağlayan iki adet radyal fan, hava ile birlikte taşınan katı parçacıkların engellenmesi için iki adet filtre ve hava akışının gerçekleştiği, uygun şekilde tasarlanmış cihaz gövdesi olarak sayılabilir (Şekil 3.1).



Şekil 3. 1 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazı (Eneko Havalandırma)

Bir IGKH cihazının tasarımı yapılırken, kullanıcı istekleri ile piyasadaki diğer cihazların performansları ve boyutları göz önünde bulundurulmalıdır. Hedeflenen cihaz debisi, verimi, elektriksel özellikleri, dış statik basıncı ve boyutları belirlenmelidir. Bu özellikler cihaz tasarımı için gereklidir. Isı değişirici seçimi debi, ısı verim, cihaz boyutları ve maliyet gibi özelliklere bağlıdır. Seçilen fanın, cihaz içerisindeki tüm komponentlerin basınç düşümlerini karşılaması, istenilen debiyi ve dış statik basıncı sağlaması gerekmektedir.



Şekil 3. 2 Isı geri kazanımlı havalandırma cihazının bileşenleri

Egzoz ve taze hava fanlarının karşılaması gereken basınç kayıpları hava kanallarında, ısı değişiricide, filtrede ve cihaz içi akış alanlarında olmak üzere 4 bölgede oluşur. Fan seçimi yapılırken bütün bu basınç düşümleri göz önüne

alınmalı, seçilecek fanın çalışma noktası, toplam basınç düşümüne ve cihaz debisine göre hesaplanmalıdır.

3.1.1 Havadan havaya ısı değiştiricisi

IGKH cihazlarında kullanılan havadan havaya ısı değiştiricisi, cihazın en temel bileşenidir. Söz konusu egzoz havası ile taze havanın karışmadan birbirlerine ısı ve bazı durumlarda nem aktarmalarını ve böylece ısıнын/enerjisinin geri kazanılmasını sağlarlar. Isı değiştiricilerin testleri, TS EN 308 “Isı Eşanjörleri-Havadan Havaya ve Atık Gazlardan Isı Kazanımı Cihazlarının Performansının Tayini İçin Deney Metotları” standardına bağlı alınarak yapılmaktadır. Bu standarda göre ısı değiştiriciler aşağıdaki gibi kategorize edilmişlerdir.

Kategori I: Reküperatörler (plakalı-havadan havaya ısı değiştiricileri)

Kategori II: Ara bir ısı transfer akışkanı ile

- Kategori II a-Faz değişimsiz
- Kategori II b-Faz değişimli (ısı borusu)

Kategori III: Rejeneratörler (ısı tekerleri)

- Kategori III a-Higroskopik olmayan
- Kategori III b-Higroskopik,

EN 308 standardına göre verimlilik testi koşulları Tablo 3.1’da verilmiştir.

Tablo 3. 1 EN 308 Standardına göre ısı değıştircilerin ısı verim test koşulları

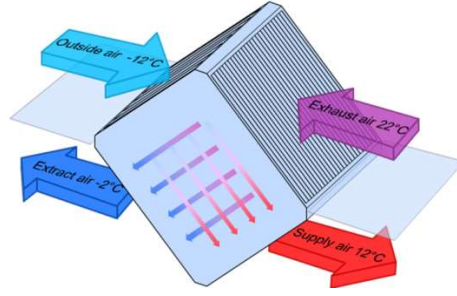
Uygulama Şekli	Isıtma	
Isı geri kazanım cihazı kategorisi	I	
	II	
	III a	III b
<u>Egzoz havası girişı</u>		
t ₁₁ sıcaklığı	25 °C	25 °C
Yaş termometre sıcaklığı t _{w1}	< 14 °C	18 °C
<u>Besleme havası girişı</u>		
t ₂₁ sıcaklığı	5 °C	5 °C
Yaş termometre sıcaklığı t _{w2}		3 °C

Standarda göre, faz değışimsiz plakalı ısı değıştircilerin kullanıldığı sistemlerin testinde taze havanın kuru termometre sıcaklığı 5 °C olmalı, egzoz havasının kuru termometre sıcaklığı 25 °C ve yaş termometre sıcaklığı 14 °C'den küçük olmalıdır.

3.1.1.1 Reküperatörler

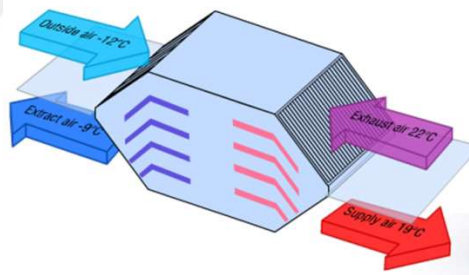
Kategori I tipi plakalı ısı değıştircilerde iki hava akımı bir yüzey ile birbirinden ayrılır ve ısı transferi bu yüzeyi oluşturan plakanın kalınlığı boyunca doğrudan gerçekleşir. Bu süreçte iki akışkan birbirine karışmaz. Akış yönlerine göre ters veya çapraz akışlı olarak sınıflandırılırlar. Az yer kapladıkları için plakalı ısı değıştirici kullanılan IGKH cihazları yüksekliği yaklaşık 50cm olan asma tavan boşluklarına yerleştirilebilirler. Alüminyum, plastik veya işlenmiş kâğıttan üretilmektedirler.

Alüminyum plakalı ısı değıştirciler dayanıklılık, düşük maliyet ve yüksek ısı transferi gibi özellikleri nedeniyle en çok tercih edilen ısı değıştircilerdir. Şekil 3.3'te gösterilen çapraz akışlı ısı değıştircilerin verimleri %45-65 arasındadır. Hava akış düzlemi basit olduğu için daha az basınç kaybı kayıpları diğer ısı değıştirici çeşitlerinden azdır. Maliyetleri düşüktür.



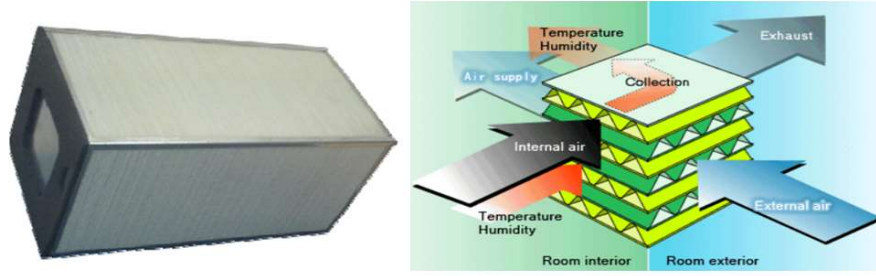
Şekil 3. 3 Alüminyum plakalı çapraz akışlı ısı değıştirci (Klingenburg kataloğu)

Karşıt akışlı modellerde Şekil 3.4’deki gibi egzoz ve taze hava akımları önce çapraz daha sonra karşıt akışla ısılarını birbirlerine aktarırlar. (Karşıt akımlı ısı değıştirmeçleri aslında akımların önce çapraz sonra karşıt ve daha sonra da çapraz olarak yönlendirildikleri ısı değıştircilerdir. Ancak ısı geri kazanımlı havalandırma endüstrisinde karşıt akımlı ısı değıştirmeçleri olarak anılmaktadırlar). Verim değeri %85 ‘e kadar yükselebilmektedir. Buna karşın basınç kayıpları ve maliyetleri daha yüksektir.



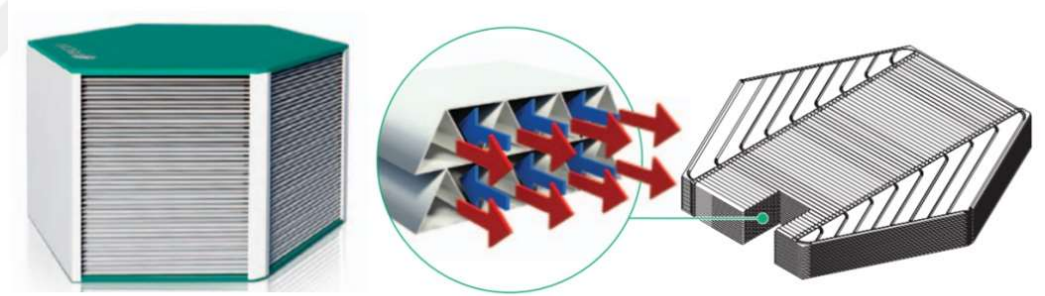
Şekil 3. 4 Alüminyum plakalı karşıt akışlı ısı değıştirci (Klingenburg kataloğu)

Isı iletim malzemesi olarak selüloz (işlenmiş kâğıt) kullanımının en büyük avantajı ısıнын yanında nem transferi de yapabilmesidir. Isı değıştircinin yapılacağı kâğıt, belirli işlemlerden geçirilerek dış etkenlere karşı dayanıklılık kazanır. Böylece iyi filtrelenmiş bir sistemde uzun süre kullanılabilir. Yalnızca kaba filtrelemenin yapıldığı durumlarda nemli kâğıda yapışan tortu birikerek ısı transferini azaltır ve ısı değıştircinin ömrünü azaltır. Şekil 3.5’te selülozik malzemeli plakası ısı değıştirci gösterilmektedir.



Şekil 3. 5 Selülozik malzemeli plakalı ısı değıştirci (Mitsubishi kataloğu)

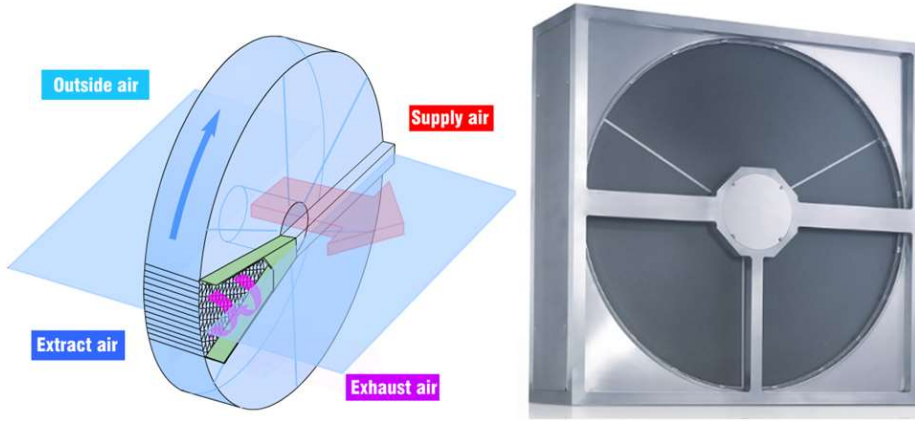
Plastik ısı değıştirciler gelişen teknolojiyle birlikte ısı geri kazanımda önemli bir yer edinmişlerdir (Şekil 3.6). Çok ince plakalara, ısı transferini artırıcı profiller işlenerek oluşturulan karşıt akışlı tiplerinde %90-95 verimlere ulaşmak mümkündür. Düşük debili sistemlerde yüksek verim sağlaması ve hafif olmaları bu ısı değıştircileri ev tipi ısı geri kazanımlı havalandırma cihazları için uygun hale getirmektedir.



Şekil 3. 6 Plastik plakalı ısı değıştirci (Recair kataloğu)

3.1.1.2 Isı tekerleri

Isı tekerleri TS EN 308 Standardına göre kategori III tip ısı değıştircilerdir. Isı tekerlerinde tekerleğin içinden geçtiği birinci bölümde havadan alınan ısı önce dolgu üzerinde depolanır, daha sonra ikinci bölümde havaya aktarılır (Şekil 3.7). Şekil 3.8’de gösterilen dolgu, hava akımlarının üzerinden geçeceği ince cidarlı ve delikli yapıdaki hava kanallarından oluşur.



Şekil 3. 7 Isı tekeri (Klingenburg kataloğu)

Isı tekerleri, özellikle yüksek hava debili sistemlerde uzun zamandır önemli bir yere sahiptir. Bu tip ısı değiştiriciye sahip IGKH cihazları ev, ofis, fabrika gibi çeşitli alanlarda kurulan havalandırma ve iklimlendirme cihazlarında kullanılabilmektedir. Havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında nem transferi yapılamayan (kategori III-a tipi) ve yapılabilen (kategori III-b tipi) olmak üzere iki farklı tasarım kullanılmaktadır. Nem transferi yapılamayan ısı tekerleri kaplamasızdır ve yalnızca ısı transferi sağlamaktadır. Bu tip ısı tekerleri kondenzasyon tekeri olarak da adlandırılmaktadır.



Şekil 3. 8 Isı tekeri ısı transfer dolgu profili (Klingenburg kataloğu)

Dış ortam havası sıcaklığının çokça düştüğü kış aylarında, ısı transferi sırasında iç ortamdan çekilen egzoz havasının içerisindeki su buharı yoğunlaşır. Yoğuşan su, bir yoğuşma tavaında toplanarak dışarı atılır. Bu sırada yoğuşma ısısı sayesinde verim bir miktar artar. Bu durum donma riskini de beraberinde getirmektedir. Soğurmalı ısı tekerlerinde ise nem transferi sağlamak için ısı

tekerlerinin plakaları nem tutucu bir malzemeyle kaplanmıştır (Şekil 3.9). Bu malzeme, sıcak havaya maruz kaldığında hava içerisindeki nemi kendi bünyesinde hapseder ve soğuk akışkan tarafına geldiğinde bu nemi havaya transfer eder. Bu sayede, yazın taze havada bulunan nem önce ısı tekerine oradan da egzoz havasına transfer edilerek nem miktarı azaltılır; kışın egzoz havasındaki nem ısı tekeri aracılığıyla dışarıdan alınana havaya aktarılarak iç ortama gönderilmeden önce nemlendirilmesini sağlar. Bu yapılandırma hem duyulur hem de gizli ısıyı yıl boyunca transfer etmektedir.



Şekil 3. 9 Nem transferi sağlayan zeolit kaplama (Klingenburg kataloğu)

Bu tip nem transferine izin veren ısı tekerleri, soğurmalı ısı tekeri (Sorption) olarak adlandırılmaktadır. Soğurmalı ısı tekerleri kışın ön ısıtma ve nemlendirme; yazın ise ön soğutma ve nem alma işlemleri bir arada gerçekleştirilmesine izin vermektedir. Havadaki nemin anında transferi sayesinde sıcaklığının çığır noktası altına düşerek plakalar üzerinde yoğunlaşmasından kaçınılmış olur. Bu durum ısı değiştiricide donma riskini azaltacağı için, soğuk iklimli bölgelerde dondan korunma yöntemi olarak soğurmalı ısı tekeri kullanılabilmektedir.

3.1.1.3 Isı değiştirici seçim kriterleri

Bir ısı geri kazanımlı havalandırma ünitesinde kullanılacak ısı değiştiricinin seçimi yapılırken aşağıdaki özelliklere dikkat edilmelidir:

Isı geri kazanımlı havalandırma ünitesinin yerleştirileceği alan (boyutlar): IGKH cihazlarında, cihazın konumlandırılacağı yerin mimari şartlarına göre boyut kısıtlamaları olabilmektedir. Döşeme tipi cihazlar için standart kapı ölçülerinden geçebilecek boyutlarda koşullar istenebilmektedir. Asma tavan içerisine yerleştirilecek cihazlarda asma tavan yüksekliğinden dolayı boyut kısıtlaması bulunmaktadır. Bu nedenle tavan tipi cihazlarda plakalı ısı değiştiriciler kullanılırken, boyutları nedeniyle ısı tekerlekleri kullanılamamaktadır.

Isı değiştiricinin verimi: Çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricilerin verimi %45-65, karşıt akışlı plakalı ısı değiştiricilerin verimi %70-85, ısı tekerleklerinin verimi %75-90 civarındadır. Yüksek verimin istenildiği durumlarda ısı tekerleklerinin veya ters akışlı plakalı ısı değiştiricilerin kullanılması daha uygun olmaktadır. Bu durumda ısı geri kazanımlı havalandırma ünitesinin maliyetinin ve basınç kayıplarının artacağı göz önünde bulundurulmalıdır.

Isı değiştiricinin maliyeti: Maliyet açısından bakıldığında en ucuz ısı değiştirici çapraz akışlı plakalı ısı değiştiricilerdir. Ters akışlı ısı değiştiricilerin üretimi çapraz akışlılara kıyasla maliyeti daha yüksektir. Isı tekerleri ise bu grup içerisinde en pahalı ısı değiştiricilerdir.

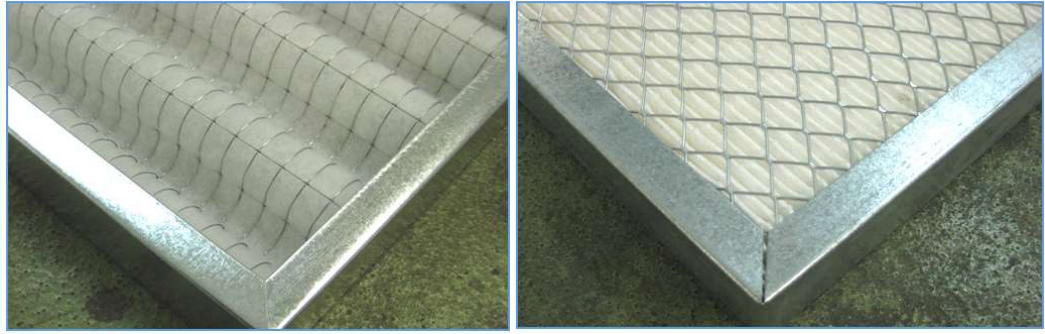
Isı değiştiricinin girişindeki hava hızı: Isı değiştiricilerin girişlerinde önerilen hava hızları en az 0.5 m/s, en fazla çapraz akışlılarda 3.5 m/s, ters akışlılarda 2 m/s, ısı tekerlerinde 5 m/s'dir (Klingenburg teknik dokümanı). Bu değerlerden daha yüksek hava hızlarına ulaşıldığında basınç kayıpları ve gürültü seviyesi istenmeyen seviyelere ulaşmaktadır. Bu nedenle belirlenen debi için uygun boyutlarda bir ısı değiştirici seçilmelidir.

Cihazın kullanılacağı bölgenin dış hava şartları: Isı geri kazanımlı havalandırma ünitesinin kullanılacağı yerin iklim koşulları ısı değiştirici seçimini etkilemektedir. Kışın ısı değiştiricilerde yoğunlaşan suyun donma probleminden korunmak için alınan önlemler (taze hava giriş kanalına elektrikli ısıtıcı yerleştirilmesi vb.) cihaz performansına etki etmektedir. Dış ortam hava şartlarının aşırı nemli/kuru olduğu bölgelerde nem transferi gerçekleştirebilen ısı

değiştiricilerin seçilmesi, iklimlendirme cihazlarındaki nemlendirme/nem alma işlemleri için kolaylık sağlamaktadır.

3.1.2 Hava filtresi

Hava filtreleri, havada bulunan küçük parçacık ve gaz biçimindeki kirlerin ayrıştırılarak hava hazırlama cihazları ve komponentleridir (Şekil 3.10). Atmosferik hava, birçok değişik parçacık büyüklüklerinde ve maddeler ile kirlenmiştir. Parçacıklar, çapı 0,001 ile yaklaşık 500 mikrometre arasında kalan boyutlarda olanlar dağılımlı bir karışım oluştururlar. Bu büyük parçacık yelpazesinde ayırma işleminde çeşitli fiziksel etkiler bulunmaktadır. Gaz halindeki kirler kimyasal veya fiziksel sorpsiyon işlemleri ile ayrışırlar. Böylelikle zararlı maddeler, sorpsiyon malzemesine bağlanır. Doğal hava, konsantrasyon bakımından 0,05 ile 3,0 mg/m³ düzeyine ulaştınca kirlenme başlar. Hava filtreleri sanayide yaklaşık 20 mg/m³'e kadar çıkan konsantrasyonlar için kullanılırlar. Toz giderme tekniğine ilişkin sınırlamada, referans değeri olarak toz giderme tekniğinde >100 mg/m³ olan kirler için kullanılır.



Şekil 3. 10 Hava filtreleri

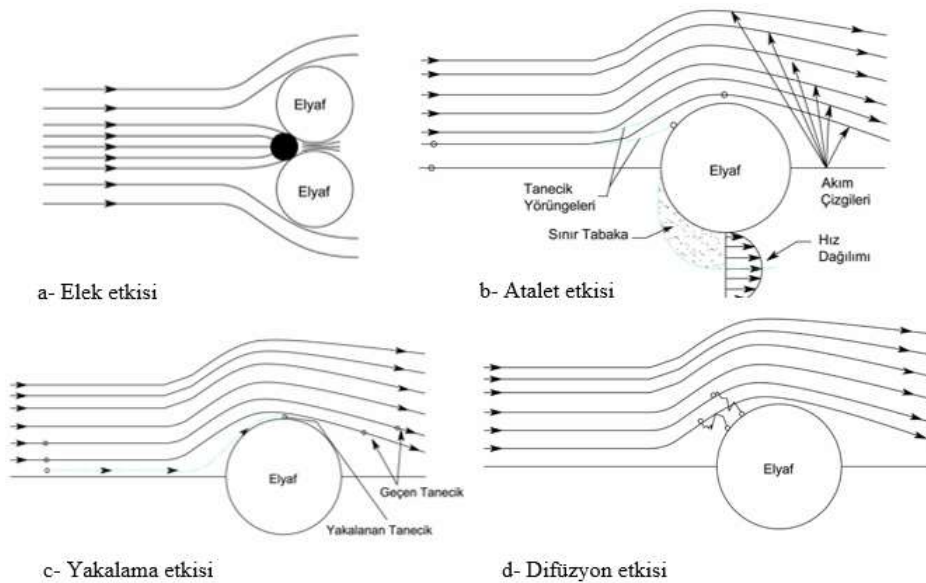
Parçacıkların filtrenin içinde ayrışması elek, atalet, yakalama ve difüzyon etkisi olarak bilinen, çeşitli fiziksel etkilere dayanmaktadır (Şekil 3.11).

Elek Etkisi : En basit mekanizma olarak tanımlanabilen elek tipi filtrasyon etkisinde Şekil 3.11'de görüldüğü gibi çapı filtre elemanı olarak kullanılan iki elyaf iplikçiğinin arasındaki açıklıktan daha büyük olan taneciklerin tutulması olayıdır.

Atalet Etkisi: Akım iplikçiklerinin önüne bir filtre elyafı çıktığı zaman onun etrafında paralelliklerini bozmadan dönerek yollarına devam ederler. Ancak akış içinde sürüklenen tanecikler ataletleri dolayısıyla filtre elyafı etrafında dönemeyerek, elyafa çarpıp onun yüzeyine yapışırlar. Bu etki hava hızının artması, tanecik çapının büyümesi ve elyaf çapının küçülmesi ile artar.

Yakalama Etkisi: Tanecik çapı çok küçük ise tanecik hava ile beraber elyaf iplikçığı etrafında bir yörünge takip edebilir. Ancak bu yörünge taneciğin elyaf etrafındaki hareketinde, elyafa tanecik yarıçapından daha yakın bir yerden geçiyorsa, tanecik elyaf tarafından yakalanır ve elyafa yapışır. Tanecik çapı artıp, elyaf çapı ve elyaf iplikçikleri arasındaki mesafe azaldıkça bu etki artar. Bir filtre elyafı içinde, tutulmak istenen tanecik çapına yakın ne kadar küçük çaplı filtre elyafı varsa bu yakalama etkisi de o derece kuvvetli olur.

Difüzyon Etkisi: Tanecik çapının $1\mu\text{m}$ 'den daha küçük olması halinde, taneciklerle çarpışan gaz molekülleri onların düzensiz hareket etmelerine neden olabilmektedir. Gaz moleküllerinin Brownian hareketi denen bu davranışları sonucu filtre elyafı ile çarpışan tanecikler onlara yapışabilmektedir. Bu etki hava hızı, tanecik çapı ve elyaf çapı küçüldükçe artmaktadır. (Isıtma Klima Tekniği El Kitabı, TTMD)



Şekil 3. 11 Filtrelerde ayırıştırma etkileri: a) Elek etkisi, b) Atalet etkisi, c) Yakalama etkisi, d) Difüzyon etkisi. (Isıtma Klima Tekniği El Kitabı, TTMD)

Filtreler, kaba ve ince tozlar için (çoğu hallerde ön filtre olarak da adlandırılmaktadır) ve en ince veya ortalıkta süzülen tozlar için filtreler (hepa filtreleri olarak da adlandırılmaktadır) olarak alt gruplara ayrılırlar; buna bağlı olarak alt gruplara bölme, standartlaştırılmış test metodlarından dolayı ele alınmaktadır. Tablo 3.2’de EN 779 standardına göre filtre sınıflandırmaları belirtilmiştir.

Tablo 3. 2 EN 779 ’a göre hava filtresi sınıflamaları (Isıtma Klima Tekniği El Kitabı, TTMD)

Filtre Sınıfı	Ayrıştırma Derecesi	Geçirgenlik	Tanım
G1	<65		Kaba Toz Filtresi
G2	65<80		
G3	80<90		
G4	≥90		
F5	-		İnce Toz Filtresi
F6	-		
F7	-		
F8	-		
F9	-		
EU10	85	15	Hepa Filtre
EU11	95	5	
EU12	99,5	0,5	
EU13	99,95	0,05	
EU14	99,995	0,005	
EU15	99,9995	0,0005	
EU16	99,99995	0,00005	
EU17	99,999995	0,000005	

EN 13053 “Binaların Havalandırması - Hava Taşıma Birimleri - Birimler, Bileşenler ve Bölümlerin Performans ve Oranları” standardında filtrelerin yalnızca üfleme yapılan ortamları değil, aynı zamanda cihaz bileşenlerini de tozdan koruması için önlemler alınması gerektiği bahsedilmiştir. Standarda göre cihazlarda

ince toz filtresi olarak adlandırılan “F tipi” filtre kullanılması ve filtrelerin mikrop üremesine izin vermeyen materyallerden üretilmesi gerektiğinden bahsedilmiştir.

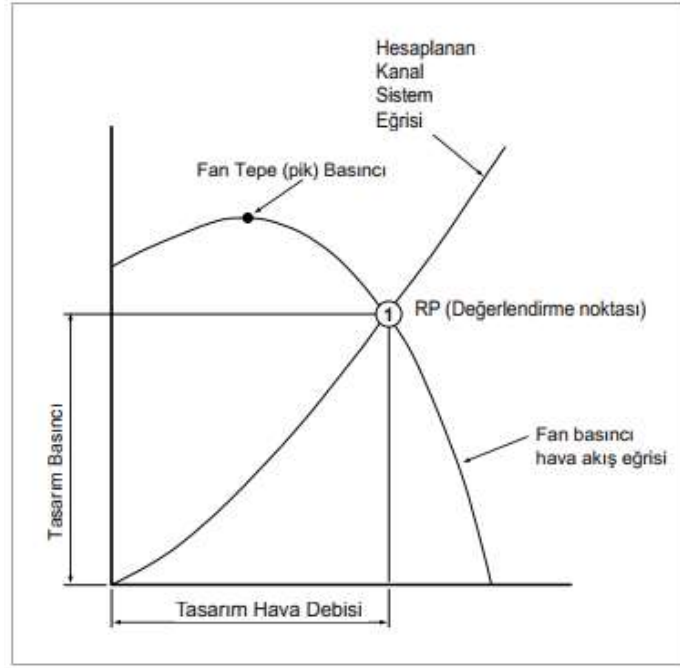
3.1.3 Cihaz gövdesi

IGKH cihazının gövde özellikleri seçilen bileşenlerin boyutlarına, ünitenin kullanılacağı hacmin ölçülerine ve dış hava tasarım şartlarına bağlı olmaktadır. Seçilen bileşenler gövde içerisine az yer kaplarken aynı zamanda yüksek verimli çalışacak şekilde yerleştirilmelidir. Düşük debili hafif üniteler tavan arasına yerleştirilebilecek boyutlarda tasarlanabilir. Bu tip cihazlar tavan tipi IGKH cihazı olarak adlandırılır ve tek cidarlı olarak üretilir. Yüksek debili cihazlarda bileşen boyutları büyük olacağı için gövdenin kendi ağırlığını taşıyıcı yapıda tasarlanması gerekmektedir. Yüksek debili büyük hacimli üniteler tavan arasına sığmayacakları için döşeme veya çatı tipi IGKH cihazı olarak adlandırılır. Genellikle çift cidarlı olarak tasarlanırlar.

3.1.4 Fanlar

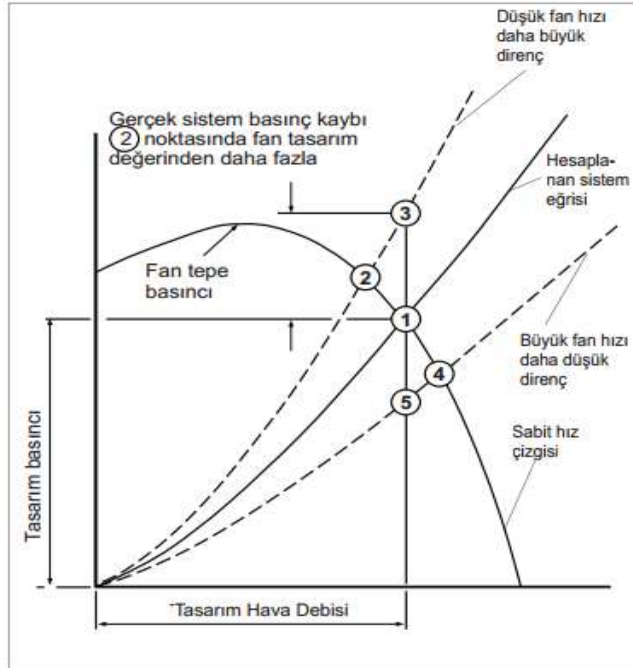
Fanlar sistemdeki basınç düşülerini karşılayarak gerekli miktardaki havanın sisteme verilmesini sağlamaktadırlar. Doğru bir fan seçiminin yapılabilmesi için fanın verimi, ses seviyesi, fan ağız çıkış hızı, motor gücü vb. kriterlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Fanların çektiği gücü en fazla etkileyen faktörler sistemdeki basınç düşümü ve sağlanan hava debisidir. Kanallar, cihaz içi, filtreler ve ısı değiştiricideki dirençlerin toplamı “fan toplam statik basıncı” nı oluşturmaktadır. Fanın yerleştirileceği kanal sisteminin basınç özelliklerine karşın akış debisini tanımlayan eğriye sistem eğrisi denir. Sistem eğrisi, fan üreticisi tarafından verilen fan verim eğrisi üzerinde bulunmamaktadır ve belirlenmesi sistem tasarımcısına bırakılmıştır. Fan, belli bir devirde çalışırken karakteristik eğrisi boyunca sonsuz sayıda çalışma noktasına sahip olur. Fan eğrisiyle sistem eğrisinin kesişmesi sonucunda çalışma noktası elde edilir.



Şekil 3.12 Fan çalışma noktasının belirlenmesi

Şekil 3.12’te toplam basınç ve tasarım hava debisine göre belirlenen çalışma noktası 1 ile gösterilmiştir. Şekil 3.13’te sistem eğrisinin kayması sonucu oluşan durumlar gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Sistem eğrisinin yer değiştirmesi sonucu oluşan durumlar

Buna göre çalışma noktası; sistem eğrisi sola kaydığında 2, sağa kaydığında 4 noktası olur. 3 noktasında fanın karşılayabileceğinden daha fazla basınç düşümü vardır. 5 noktasında ise fan gereğinden fazla bir güçle çalıştırılmaktadır. Havalandırma sisteminin enerji verimli çalışması için fan seçimi yapılırken fan gücünün cihazın enerji verimliliğini gölgelememesine dikkat edilmeli, mümkünse hız kontrollü fanlar kullanılmalıdır.



4. PERFORMANS GÖSTERGELERİ

Isı geri kazanımı gerçekleştiren sistemin hem enerji tasarrufu sağlaması hem de ekonomik olması beklenmektedir. Bir IGKH cihazında enerji tasarrufu, yalnızca kullanılan ısı değiştiricinin verimine bağlı değildir. Örneğin ısı değiştiricinin kanatları arasındaki mesafenin azalması, kanal sayısını ve dolayısıyla ısı transfer yüzey alanını artırmaktadır. Böylece transfer edilen ısı artmış olur. Diğer yandan içinden geçtiği kanal daraldıkça havanın hızı yükselir, basınç düşümleri artar. Bu durum, fanların daha yüksek akım çekmesine neden olarak enerji tasarrufunu negatif yönde etkiler. En yüksek oranda tasarruf edilebilmesi için, sistem bir bütün olarak incelenmelidir.

Bir IGKH cihazının performansını etkileyen başlıca etmenler;

- Isı değiştirici verimi,
- Egzoz ve taze hava fanlarının verimi,
- Hava akış şekilleri (geometrik yapılandırma),
- İç-dış ortam havasının sıcaklık farkı,
- Üfleme ve egzoz havası debileri,
- Donmadan korunmak için uygulanan metotlardır.

Tüm bu etmenler göz önüne alındığında, farklı özelliklere sahip IGKH cihazlarını karşılaştırmak ve performansı belirtmek için çeşitli göstergeler kullanılabilmektedir. Bu göstergelerden en önemlileri performans katsayısı (COP), özgül fan gücü (SFP) ve enerji verimliliğidir.

4.1 Performans Katsayısı (COP)

Performans katsayısı (ϵ) (COP), IGKH cihazlarında cihazın çalışması için gereken güç girişi ile taze havaya aktarılan ısıнын oranını göstermektedir. COP ne

kadar yüksek olursa cihaz o kadar fazla enerji tasarrufu sağlamış olur. Basit bir ısı geri kazanım sisteminde cihaza verilen elektrik gücü fanların çektiği elektrik gücüne eşittir. Fan gücü, toplam basınç düşümüne ve fanın sağlayacağı hava debisine bağlıdır. Isı tekerli sistemlerde tamburu döndürmek için kullanılan motorun gücü de fanların gücüne eklenir. Ayrıca kışın ısı değiştiricide yoğunlaşan suyun donmasına karşı kullanılan elektrikli ısıtıcıların taze havaya aktardığı ısı ve çektiği güç de hesaba katılmalıdır. Bu durumda performans katsayısı denklem 4.1'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\text{COP} = Q_{tr} / W_{sis} \quad (4.1)$$

Burada Q_{tr} [kW] taze hava ile egzoz havası arasında gerçekleşen ısı transferi, W_{sis} [kW] sistemin giriş gücü olarak belirtilmiştir.

4.2 Özgül Fan Gücü (SFP)

Özgül fan gücü, belirli bir çalışma noktasında kullanılan fanların toplam gücünün taze hava ve egzoz havası debilerinin en büyük olanına oranı şeklinde ifade edilir. Bu oran, hava debisine, fanın yapısına ve sistemdeki toplam basınç düşümüne bağlı olarak değişmektedir. Birimi $W/m^3/s$ 'dir. Bir fanın özgül fan gücünün düşük olması aynı debiyi sağlamak için daha az enerji harcadığı anlamına gelmektedir.

$$\text{SFP} = W_{Fan} / V_{maks.} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2'de W_{Fan} [W] cihazdaki fanların toplam gücü, $V_{maks.}$ [m^3/s] taze hava ve egzoz hattındaki en yüksek debi olarak belirtilmiştir. Özgül fan gücü değerleri EN13779 standardına göre sınıflara ayrılmıştır (Tablo 4.1)

Tablo 4. 1 EN 13779 Standardına göre SFP sınıflandırması

Sınıf	Özgül Fan Gücü [W/(m ³ /s)]
SFP 1	<500
SFP 2	500-750
SFP 3	751-1250
SFP 4	1251-2000
SFP 5	2001-3000
SFP 6	3001-4500
SFP 7	>4500

Özgül fan gücü, fanın güç tüketimi ile ilgilidir. Bu gösterge, havalandırma sistemindeki fanlar üzerinden enerji tasarrufu konusunda kıyaslama yapılabilmesini sağlamakla birlikte ısı verim hakkında bir fikir vermemektedir.

4.3 Enerji Verimliliği

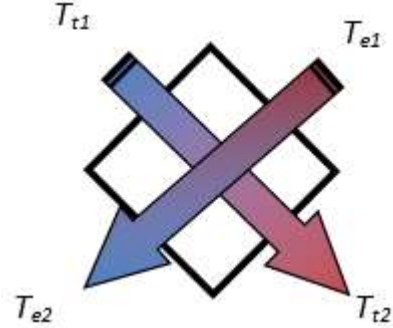
Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısı her zaman, sıcaklığın yüksek olduğu bölgeden düşük olan bölgeye doğru akar. Bir ısı değiştiricisinin verimliliği ve buna bağlı olarak ısı geri kazanım cihazının etkinliği, ısı değiştiricisinde bir akışkandan diğer akışkana geçen ısı miktarının, bu iki akışkan arasında transfer edilebilecek maksimum ısı miktarına olan oranıdır (Çakmanus, 2013). Isı verim, Denklem 4.4'te belirtildiği gibi hesaplanmaktadır:

$$\eta_t = Q_{tr} / Q_{maks} \quad (4.4)$$

$$Q_{tr} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{t2} - T_{t1}) \quad (4.5)$$

$$Q_{maks} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{e1} - T_{t1}) \quad (4.6)$$

Burada $\dot{m}$ [kg/s] kütleli debi ve c_p [kJ/kg.K] özgül ısıdır. Şekil 4.1’de gösterildiği gibi T_{t1} taze hava giriş, T_{t2} taze hava çıkış, T_{e1} egzoz havası giriş, T_{e2} egzoz havası çıkış sıcaklığıdır [°C].



Şekil 4. 1 Taze hava ve egzoz havasının ısı değiştirici giriş ve çıkış sıcaklıkları

Bir IGKH cihazının enerji verimi (η_e), ısı veriminin (η_t) ve COP (ϵ) değerinin fonksiyonudur. EN 13053 standardında bu ilişki Denklem 4.3’teki gibi belirtilmiştir.

$$\eta_e = \eta_t (1 - 1/\epsilon) \quad (4.3)$$

Bu denklemde ısı verim (η_t), EN 308 standardı koşullarına göre eşit taze hava ve egzoz havası debilerinde, yoğuşmanın olmadığı durum için hesaplanmalıdır. EN 13053 Standardına göre enerji verimlilik değerleri Tablo 4.2’de gösterildiği gibi sınıflandırılmıştır.

Tablo 4. 2 EN 13053 Standardına göre enerji verimliliği sınıflandırması

Sınıf	Enerji Verimliliği [η _e]
H1	≥ 71
H2	≥ 64
H3	≥ 55
H4	≥ 45
H5	≥ 36
H6	Diğer

Bu sınıflandırma, ısı verimliliği ve cihaz içerisinde oluşan basınç düşümlerine bağlı sistem giriş gücünü aynı anda içermektedir. Böylece IGKH cihazının sağladığı enerji tasarrufunu çok yönlü olarak değerlendirmeye olanak sağlamaktadır (Çakmanus, 2013).

5. IGKH CİHAZININ TASARIMI

Bir ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının tasarımında öncelikle cihazın tasarım kriterleri belirlenmelidir. Tasarım kriterleri, cihazın performans göstergeleri, geometrik yapısı, çalışma noktasını oluşturan nominal hava debisi ve bu debide sağlanan dış statik basınç değeri, elektriksel özellikleri ve kontrol yöntemlerini içerebilmektedir. Tez çalışması kapsamında tasarlanacak olan IGKH cihazının tasarım kriterleri Tablo 5.1’de belirtilmiştir.

Tablo 5. 1 Tasarım kriterleri

Hava debisi	2000 m ³ /h
Isı değiştiricisi tipi	Karşıt akışlı- Alüminyum-Rekuperatif
Fan tipi	Geriye eğik seyrek kanatlı EC fan
Dış statik basınç (taze hava/egzoz havası)	250 Pa / 250 Pa
EN 308 Standardına göre iç-dış kaçak oranı	< %3
EN 779 Standardına göre filtre sınıfı	Taze hava - F7, Egzoz havası F5
Geometrik yerleşim	Döşeme tipi
Boyutlar (genişlik x yükseklik x derinlik)	2200 x 1370 x 850 mm ³
By-Pass damperi	Var
Gerilim- faz- frekans	220 V - 1 - 50 Hz
EN 13779 Standardına göre özgül fan gücü	< 2000 W/(m ³ /s)
EN 308 Standardına göre ısı verim	> %80
EN 13053 Standardına göre enerji verimi sınıfı	H1

Tez çalışmasında kapsamında tasarlanacak cihazın yüksek verimli, düşük özgül fan gücüne sahip ve mevcut mimari standartlarla uyumlu boyutlarda olması amaçlanmıştır. Enerji verimliliği açısından geometrik yerleşim önem kazandığı için tavan tipi yerine döşeme tip (dik tip) yerleşim tercih edilmiştir. Böylece tavan tiplerinde asma tavan yüksekliğine bağlı boyut sınırlandırmasından kaçınılmıştır.

5.1 İlk Boyutlandırma

IGKH cihazının bileşenlerinin seçimi, belirlenen tasarım kriterlerine uygun olarak yapılmalıdır. En başta verimlilik ve boyut hedeflerine uygun ısı değiştirici seçilmiştir. Çünkü diğer bileşenlerin boyutları (filtre, by-pass damperi vs.) ısı değiştirici boyutlarına bağlıdır. Fan seçiminin yapılabilmesi için tüm komponentlerin basınç düşümlerinin belirli olması gerektiği için sistemde en son fan seçimi yapılmıştır. Nominal hava debisi ve cihazın sağlayacağı kullanılabilir statik basınç cihazın çalışma noktasını oluşturur. Tüm tasarım bu çalışma noktası üzerinden yapılmaktadır.

Fan ve ısı değiştirici seçimi için üretici firmaların seçim programı olarak adlandırılan yazılımlarından yararlanılmaktadır. Bileşen seçim programları, bileşenlerin cihaz gövdesi dışında uniform hava akımları ile yapılan testler sonucu oluşturulmaktadır. Bu nedenle seçim programlarından elde edilen ısı değiştirici veriminin cihaz ısı verimine (η_t) eşit olabilmesi aşağıdaki kabuller altında geçerlidir:

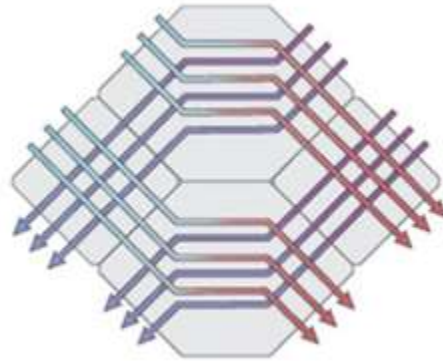
- Isı değiştirici girişinde uniform hava akımı vardır
- İç kaçak yoktur (egzoz ve taze hava hattı arasında)
- Dış kaçaklar yoktur (cihazın içi ile dış ortam arasında)
- Cihaz gövdesinden dış ortama ısı transferi yoktur

Cihaz üretildiğinde bu kabuller geçerli olmayacaktır. Bu durumda cihazın boyutlandırılması gerçekleştirilirken ısı değiştirici sıcaklık veriminin teorik hesaplamalardan daha düşük olacağı göz önüne alınmalı, cihaz üretiminde kaçakların azaltılması için tedbirler alınmalıdır. Geometrik konfigürasyonda ısı değiştirici girişindeki hız dağılımının olabildiğince uniform olmasına dikkat edilmelidir. Böylelikle yukarıdaki ideal şartlardan olası ayrılmaların etkisiyle düşecek olan enerji veriminin hedeflenen verim sınıfının içinde kalması sağlanmalıdır. Ayrıca sistem bileşenlerinin servis edilebilirliği, uzun ömürlü

olması, uygun filtreleme yapılarak toz ve kirden korunması da tasarımda önemli bir faktördür.

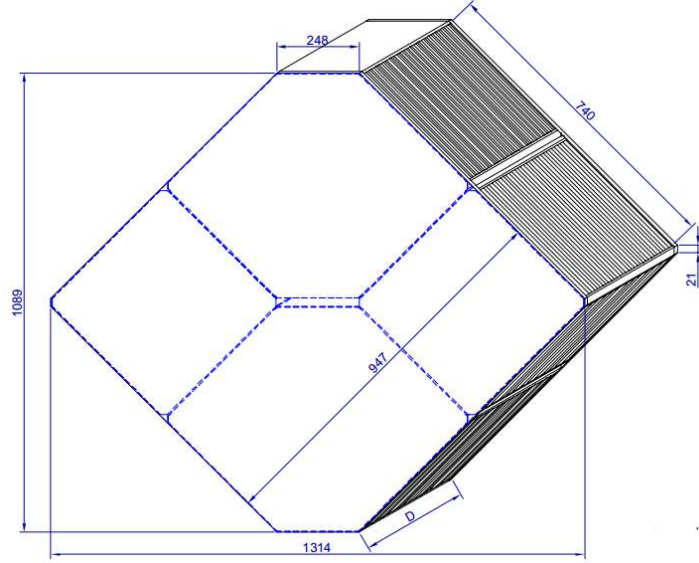
5.1.1 Isı değıştirci seçimi

Tasarım kriterlerindeki sınırlamalar (özellikle boyut sınırlaması ve enerji verimliliği hedefi) nedeniyle düşük hacimde yüksek verim ve yüksek sızdırmazlık sağlayacak bir ısı değıştirci seçimi gerekmektedir. Karşıt akışlı ısı değıştirciler, çapraz akışlı ısı değıştircilerden daha yüksek ısı verime sahiptirler ve hacim olarak ısı tekerlerinden daha az yer kaplarlar. Bu nedenle tez çalışması kapsamında tasarlanan cihazda bu tip ısı değıştircilerin kullanılması uygun görülmüştür. Mevcut tek parça karşıt akışlı ısı değıştirci boyutları yetersiz kaldığı için iki adet karşıt ve iki adet çapraz akışlı plakalı ısı değıştirci kullanılarak bir kombinasyon oluşturulmuştur. Kombi ısı değıştirci olarak adlandırılan bu yapının içerisinde akışın yönelimi Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Buna göre hava akımı, girişte çapraz, ortada karşıt ve çıkışta tekrar çapraz olmak üzere bir yön izlemektedir.



Şekil 5. 1 Kombi ısı değıştirci akış yönelimi (Klingenburg kataloğu)

Tasarım kriterlerinde belirtilen ısı verim değerlerine ulaşabilmek için Şekil 5.2’de belirtilen ölçülerde bir ısı değıştirci seçilmiştir.



Şekil 5. 2 Kombi ısı değıştirci boyutları (D=650)

Isı değıştircinin boyutları, tasarlanan cihazın boyutlarının temelini oluşturmaktadır. Plakalar arasındaki mesafe daraltılarak ısı verimin yükselmesi sağlanabilir. Bu durumda basınç düşümleri artacağından fanların özgül güçlerinde bir artış meydana gelecektir. Fanların özgül güçlerinin hesaplamaları Bölüm 5.4.1 de gösterilmiştir.

Ölçüsü belirlenen ısı değıştirci için na göre bir ısı değıştirci seçimi yapılmıştır. Yazılımda giriş koşulları olarak tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen ısı testlerin giriş koşulları kullanılmıştır. Bu koşullar ve tasarım hava debisine bağlı olarak yapılan seçimin teorik çıktıları Tablo 5.2’de belirtilmiştir.

Tablo 5. 2 Isı değiştiricinin teorik çıktıları

		Taze Hava	Egzoz Havası
Giriş Koşulları	Hava Debisi [m ³ /h]	2000	2000
	Sıcaklık °C	20,6	39,9
	Bağıl Nem %	40	14
Çıkış Koşulları	Sıcaklık °C	36,3	24,2
	Bağıl Nem %	16,1	34
Yüzey hava hızı m/s		1,23	1,31
Basınç Düşümü [Pa]		125	134
Isıl Verim [%]		81,2	81,2
Isı Transferi [kW]		10,56	10,56

Buna göre teorik olarak 20,6 °C olarak sisteme giren 2000 m³/h debideki taze hava, ısı değiştiriciden geçtikten sonra 36,3 °C olarak iç ortama ulaşmaktadır. Bu sırada ısı değiştiricide egzoz havasından taze havaya 10,56 kW ısı transferi gerçekteşmektedir ve 125 Pa değerinde bir basınç düşümü oluşmaktadır. Isıl verim, seçim programında %81,2 olarak belirtilmiştir.

5.1.2 Filtre seçimi

Filtrelerdeki basınç düşümü, havanın filtre yüzeyindeki hızına bağlı olarak değişmektedir. Filtrelerin karakteristik eğrilerinden bu hıza karşılık gelen basınç düşümü bulunmaktadır. Tez çalışması kapsamında tasarlanan cihazda egzoz havası tarafında F5 sınıfı, taze hava tarafında F7 sınıfı kompakt filtre kullanılmıştır.



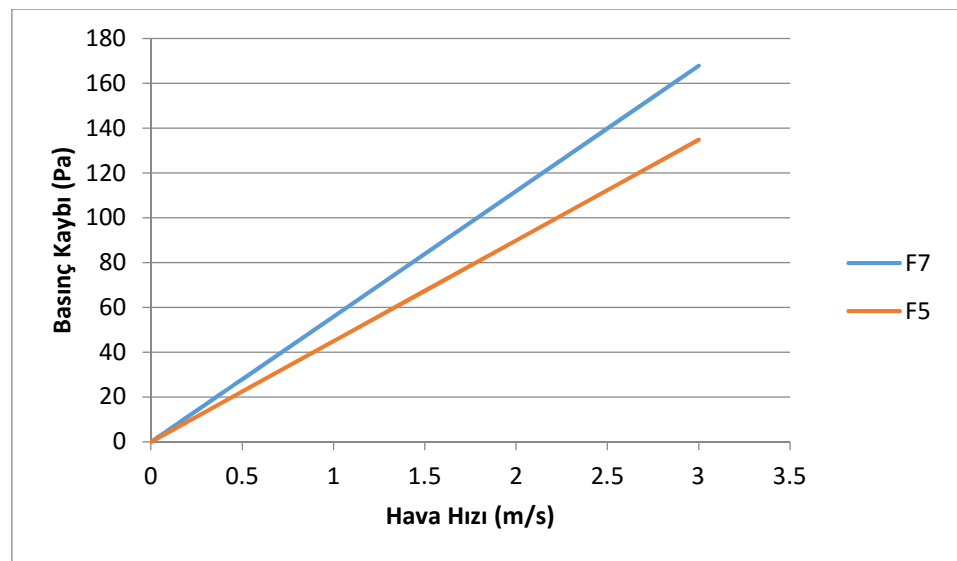
Şekil 5. 3 EN 779 Standardına göre "F" tipi kompakt filtre

Kullanılan kompakt filtrelerin ölçüsü ısı değiştirici derinliği ile bağlantılı olarak 590 x 745 x 95 mm seçilmiştir. Tek bir filtre üzerinden geçecek havanın debisi 2000 m³/h olduğu için filtre yüzey hızı;

$$A_f = 0,59 \times 0,745 = 0,44 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

$$V_f = 2000/3600/0,44 = 1,26 \text{ m/s} \quad (5.2)$$

Olarak hesaplanabilir. Burada A_f filtrenin yüzey alanı, V_f filtre yüzeyindeki hava hızıdır. Şekil 5.4'te gösterilen katalog eğrilerine bağlı olarak F7 filtredeki basınç düşümü 70 Pa, F5 filtredeki basınç düşümü 55 Pa olarak belirlenmiştir.



Şekil 5. 4 Hava filtrelerinin hız-basınç düşümü karakteristik eğrileri

5.1.3 Cihaz içi basınç kayıpları

Cihaz içi basınç kayıpları, ısı değiştirici ve filtredeki kayıplar haricindeki boş alanlarda (emiş ağız - fan, fan - filtre, filtre - ısı değiştirici, ısı değiştirici - çıkış boğazı) oluşan basınç kayıplarıdır. Cihaz geometrisine ve hava debisine bağlı olarak değişir. İç kısımlar düz bir kanal şeklinde olmadığı için ancak deneylerle hesaplanabilmektedir. Bu tez çalışmasında cihaz içi basınç kayıpları 65 Pa olarak alınmıştır.

Tasarım kriterlerinde belirlenen boyutlarda minimum hava sürtünmesini sağlayacak şekilde bir gövde tasarımı yapılması amaçlanmıştır. Gövde panelleri 0,8mm kalınlığında iki metal sac arasına yerleştirilen 50 mm izolasyon malzemesinden oluşur. Tasarlanan cihaz, çift cidarlı döşeme tipi bir cihazdır ve izolasyon malzemesi olarak cam yünü kullanılmıştır.

5.1.4 Fan seçimi

Seçilecek fanların temel görevi, cihaz içindeki basınç düşümünü yenmek ve her iki hatta da 250 Pa kullanılabilir statik basınç elde etmek üzere istenilen hava debisini sağlamaktır. 2000 m³/h anma kapasiteli cihaz için taze hava hattında öngörülen basınç düşümü – yol grafiği ve bu kabullere göre seçilen fan özellikleri Tablo 5.3’te verilmiştir.

Tablo 5. 3 Taze hava tarafı sistem basınç kayıpları

	Filtre	Eşanjör	Cihaz İçi	Faydalı Basınç
Basınç Düşümü	70 Pa	116 Pa	65 Pa	250 Pa
Cihaz Toplamı	251 Pa			
Sistem Toplamı	501 Pa			



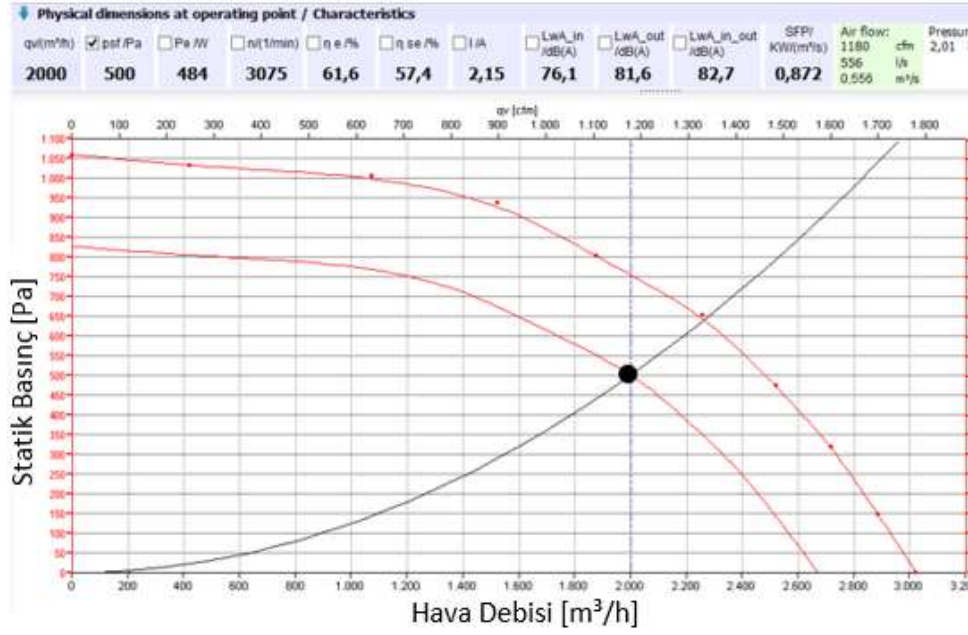
Şekil 5. 5 Taze hava fanı seçim girdileri ve yol-basınç düşümü grafiği

Toplam basınç düşümüne göre seçilecek fanın $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ debide ve 501 Pa statik basınç değerinde olması gerekmektedir. Bu değerler ışığında hem egzoz hem de taze hava hattı için EBMPapst firmasının seçim programından Şekil 5.5 'te gösterilen R3G250AV29B1 kodlu EC plug fan seçilmiştir. Fan seçimi yapılırken elektriksel değerler (voltaj, faz), gürültü seviyeleri ve maliyet de göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 5. 6 Tez çalışmasında kullanılan EC santrifüj fan (EBMPapst)

Sistemdeki toplam basınç düşümü ve hava debisi değerlerine göre Şekil 5.6 ile gösterilen sistem karakteristiği oluşturulmuştur. Sistem eğrisinin fan karakteristik eğrisiyle kesiştiği siyah nokta çalışma noktasıdır. Bu noktaya göre fanın çektiği güç 484 W değerindedir.



Şekil 5. 7 Projede kullanılan fanın karakteristik eğrisi ve çalışma noktası

Fanların özgül güçleri Denklem 4.2 kullanılarak hesaplanabilir.

$$SFP = W_{Fan} / V_{maks.} \quad (4.2)$$

$$SFP = 484 / (2000/3600) = 871,2 \text{ [W/m}^3\text{/s]}$$

Cihazda aynı güç tüketiminde iki adet fan bulunduğu için sistemin toplam özgül fan gücü:

$$SFP_{toplam} = 871,2 \times 2 = 1742,4 \text{ [W/m}^3\text{/s]}$$

Olarak belirlenebilir. EN13779 standardına göre bu değer “SFP 4” sınıfına aittir (Tablo 4.1).

5.2 Tasarımın Performans Hesaplamaları

Tüm bileşenlerin seçimi tamamlandıktan sonra performans katsayısı ve enerji verimliliği değerleri teorik olarak hesaplanabilmektedir. Buna göre performans katsayısı (ε) Denklem 4.1’de belirtildiği gibi:

$$\text{COP} = Q_{\text{tr}} / W_{\text{sis}} \quad (4.1)$$

$$\text{COP} = (10,97 \times 1000) / (484 \times 2) = 11,33$$

Olarak hesaplanabilmektedir. Enerji verimliliği değeri performans katsayısı ve ısı verim kullanılarak:

$$\eta_e = \eta_t (1 - 1/\varepsilon) \quad (4.3)$$

$$\eta_e = 0,815 (1 - 1 / 11,33) = 0,743$$

olarak hesaplanmaktadır. Buna göre enerji verimliliği %74,3 olarak belirlenmiştir. Bu değer EN 13053 standardına göre H1 sınıfı enerji verimliliği olarak kabul edilmektedir (Tablo 4.2).

6. TESTLER

Kontrollü havalandırma yapılırken ilk amaç, konfor şartlarının sağlanması ve iç hava kalitesinin yüksek tutulmasıdır. Isı geri kazanımı da, havalandırma sırasında ortaya çıkan dış hava yüklerinin azaltılması amacıyla kullanılmaktadır. Bu cihazların amacına uygun çalışıp çalışmadığının anlaşılabilmesi için performans testlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının performans testleri TS EN 308 standardına göre gerçekleştirilmektedir. Standart, genel olarak bu cihazlardaki;

- Dış hava kaçağını (cihazdan çevreye olan sızıntı),
- İç hava kaçağını (cihaz içinde egzoz havası tarafından taze hava tarafına doğru olan hava kaçağını),
- Taze hava tarafı sıcaklık ve nemlerinin oransal değişimini,
- Egzoz ve taze hava taraflarındaki basınç düşümlerini

belirlemeye yöneliktir. Deney sırasında basınç, sıcaklık, nem ve debiler için sağlanması gereken koşullar, ölçüm yöntemleri ve ölçüm hassasiyetleri standartta ayrıntılı olarak verilmiştir.

6.1 Hava Kaçak testi

Kullanılmış dönüş havası egzoz edilip yerine şartlandırılmış temiz hava alınması sırasında, ısı geri kazanım uygulaması yapılıyor ise, her iki hava akımının tek bir ısı değiştirici üzerinden geçirilmesi zorunludur. Bu noktada taze hava akımı içine egzoz havası sızıntısı ihtimali oluşmaktadır. Hava kaçağı aynı zamanda cihaz gövdesi ile dış ortam arasında da oluşabilmektedir. Bu nedenle hava kaçaklarının miktarı kullanılan ısı değiştirici tipine ve montaj hatalarına bağlı olarak değişir.

Hava kaçakları egzoz ve taze hava hatları ile dış ortam arasında (dış kaçak) ve egzoz havası ile taze hava hattı arasında (iç kaçak) olmak üzere 2 çeşittir. Kaçak

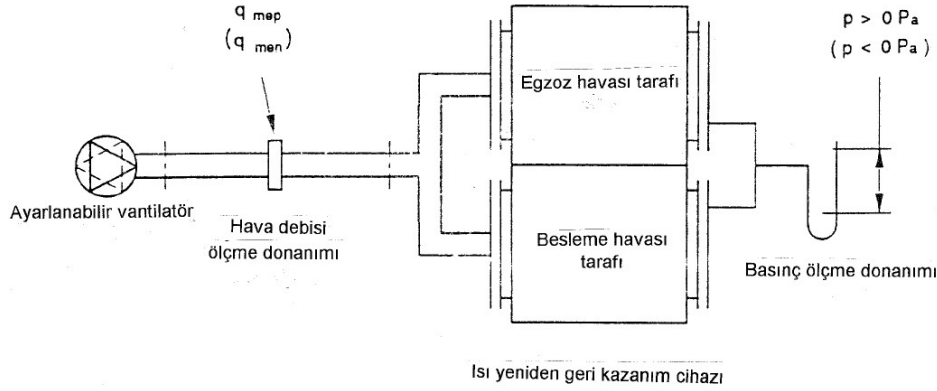
miktarı arttıkça cihaz enerji verimliliği negatif yönde etkilenmektedir. TS EN 308 standardına göre belirtilen basınçlarda kaçak miktarı, nominal hava debisinin %3'ünden fazla ise cihaz verimi etkileneceği için debi-basınç ve ısı testler yapılmamalıdır. Projede kullanılan cihazın sızdırmazlık testleri bu standarda göre gerçekleştirilmiştir.

6.1.1 Dış kaçak

Akış hatlarından cihaz dışına kaçan veya vakum durumunda dış havadan cihaz içerisine sızan hava, cihaz debisini ve verimini etkiler. Ayrıca cihazın bulunduğu ortamın kirli olması durumunda taze hava hattına sızan hava, iç ortam havasının kalitesinin bozulmasına neden olmaktadır. Bu tip hava kaçaklarına “dış kaçak” adı verilir.

Dış kaçakların en aza indirilmesi için cihaz montajında doğru sızdırmazlık elemanları kullanılmalıdır. Özellikle dış gövdenin montajında sacların birleştiği kısımlara silikon sıkılması ve servis kapılarının gövdeyle birleştiği kısımlarda kapalı gözenekli conta kullanımı kaçakların azaltılması için uygulanan yaygın yöntemlerdir.

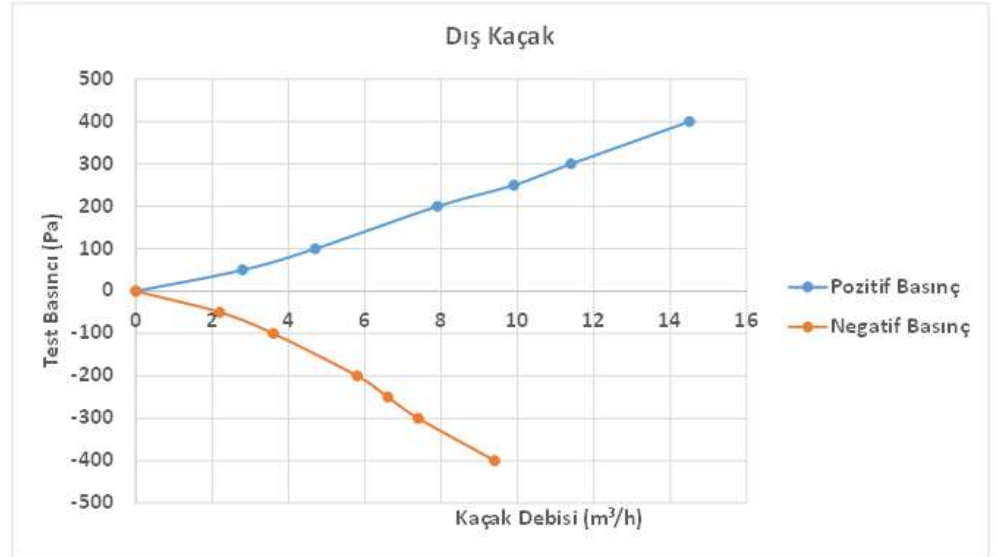
TS EN 308 Standardına göre dış kaçak deneyi, besleme ve egzoz havası taraflarının her ikisine bir vantilatör bağlanarak kanalların sızdırmazlığı iyi bir şekilde sağlandıktan sonra, cihazın diğer tarafları kapatılarak, Şekil 6.1’de görüldüğü gibi yapılmalıdır.



Şekil 6. 1 EN 308 Standardına göre dış kaçak test şeması

Test sırasında cihaz gövdesinin statik basıncı her iki tarafta da ortalama değer olarak alınır. Statik basınç ölçme noktaları kör plaka üzerine yerleştirilirler ve her iki basınç ölçme noktası aynı ölçme cihazına bağlanır. Dış kaçak debileri, cihaz gövdesi içindeki yüksek basınçta ve düşük basınçtaki, uygun bir hava debisi ölçme cihazı ile tayin edilir. Ölçülen değerlerin hassasiyeti, debiler için $\pm \%5$ ve gövdenin statik basıncı için $\pm \%3$ sınırları içerisinde muhafaza edilmelidir (TS EN 308 Standardı).

Negatif ve pozitif 400 Pa değerinde olmak üzere 2 kaçak debisi ölçülmüştür. Bu basınçlardaki dış kaçak debileri Şekil 6.2’de gösterilmektedir.



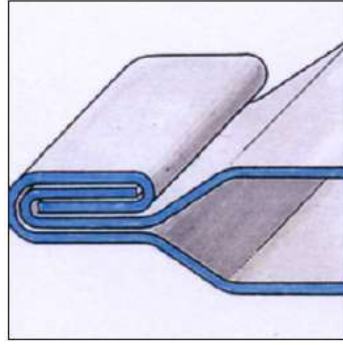
Şekil 6. 2 Dış kaçak test sonuç grafiği

Test sonuçlarına göre cihazda negatif 400 Pa 'da kaçak debisi 9,4 m³/h, pozitif 400 Pa 'da kaçak debisi 14,5m³/h olarak ölçülmüştür. Bu değerler, cihaz nominal debisinin %3'ü olan 60 m³/h 'ten azdır.

6.1.2 İç kaçak

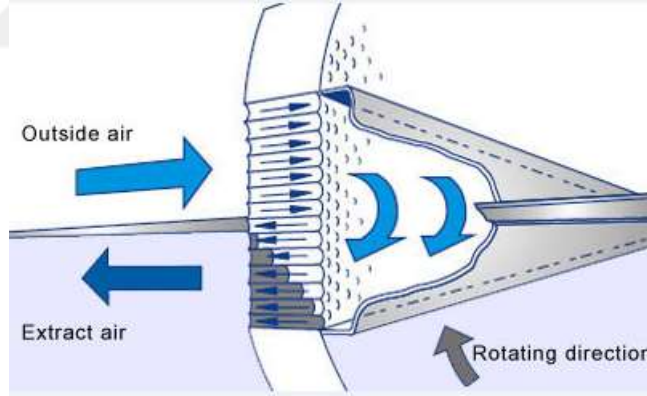
Havalandırma cihazları genellikle tuvalet, banyo ve mutfak gibi ıslak hacimlerden emiş yaparken, salon ve yatak odası gibi alanlara taze hava vermektedir. Böylece ıslak hacimlerde oluşan havanın negatif, diğer alanların pozitif basınçta kalması sağlanarak istenilmeyen hava hareketleri önlenmiş olur. Bu durumda ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının egzoz hattından taze hava hattına doğru olan kaçaklar, iç hava kalitesini kötü yönde etkilemiş olmaktadır.

Isı değiştirici bünyesinde veya havalandırma cihazı içinde, egzoz havasının taze hava hattına sızmasına “iç kaçak” adı verilir. İç kaçaklar hem ısı değiştiricilerinin iç yapısı, hem de cihazın montaj özellikleri ile ilişkilidir. İç kaçakların önlenmesi için uygun ısı değiştirici seçimi yapılmalı ve cihaz içerisinde taze hava ile egzoz havası hattını ayıran bölmelerin sızdırmalığına dikkat edilmelidir. Bu kapsamda bazı plakalı ısı değiştirici üreticileri Şekil 6.3'te gösterilen kenet sistemini kullanmaktadırlar.



Şekil 6. 3 Plakalı ısı değıştiricilerde kanatların birleşimi – Kenet sistemi (Klingenburg kataloğu)

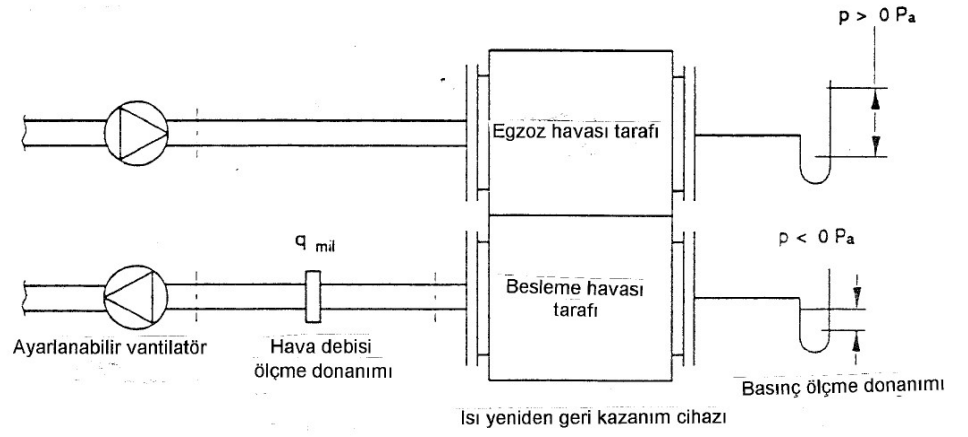
Isı tekerlerinde de “purge” denilen sistem ile egzoz havasından taze havaya hava geişı minimuma indirilir. Bu sistem, Şekil 6.4’te gösterildiği gibi ısı tekerinin merkezinden çeperine doğru yerleştirilen üçgen şeklinde bir bölmeden oluşur. Tekerin egzoz havası kısmından taze havaya geişı sırasında kanallarında kalan egzoz havası, taze hava tarafından süpürölerek bu bölmeye çarpıp tekrar egzoz havası tarafından çıkmaktadır.



Şekil 6. 4 Isı tekerlerinde taze hava hattına kaçan egzoz havasının süpürölmesi (Klingenburg kataloğu)

EN 308 Standardına göre iç kaçak deneyi, taze hava ve egzoz havası taraflarının her ikisine ayrı ayrı vantilatör bağlanarak, kanalların sızdırmazlığı iyi bir şekilde sağlandıktan sonra, cihazın diğer tarafları kapatılarak, Şekil 6.5’te görölüğü gibi yapılmalıdır. Egzoz havası tarafindaki yüksek basınç, kör plâka üzerindeki bir statik basınç ölçme bağlantı noktasından ölçölür. Bağlanan vantilatörler kullanılarak taze hava hattı 0 Pa basınçta tutulurken egzoz hattı

standartta belirtilen değerlerde basınçlandırılır. Bu sırada egzoz hattından taze hava hattına geçen hava kaçakları, taze hava tarafına bağlanan bir debi ölçme cihazı ile tespit edilebilmektedir.



Şekil 6. 5 EN 308 Standardına göre iç kaçak deney sistemi

Ölçülen değerlerin toleransı, debiler için $\pm \%5$ 'i, cihazın her iki tarafı arasındaki statik basınç farkı için $\pm \%3$ 'ü geçmemelidir. Tez çalışması kapsamında kurulan iç kaçak deney sistemi Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. 6 İç kaçak deney sistemi

Egzoz havası tarafına bir vantilatör, taze hava tarafına bir debi ölçer ve bir yüksek basınçlı fan bağlanmıştır. Cihazın diğer kısımları ve kapakları sıkıca kapatılarak deney yapılmıştır. Egzoz havası 250 Pa basınçta iken taze hava tarafı 0 Pa basınçta tutulur. Egzoz havasından taze hava tarafına doğru kaçan hava debisi taze hava tarafına bağlanan debi ölçer ile ölçülmüştür. Yapılan deney sonucu 250 Pa basınçta kaçak miktarı 20,8 m³/h olarak tespit edilmiştir (Şekil 6.7).



Şekil 6. 7 İç kaçak deney sonuçları

Ölçülen hava kaçak debilerinin tümü, cihaz nominal debisinin %3'ü olan 60 m³/h değerinden düşüktür. Bu durumda cihazın debi - basınç ve ısı testlerinin gerçekleştirilebilir olduğu görülmüştür.

6.2 Debi-Basınç Testi

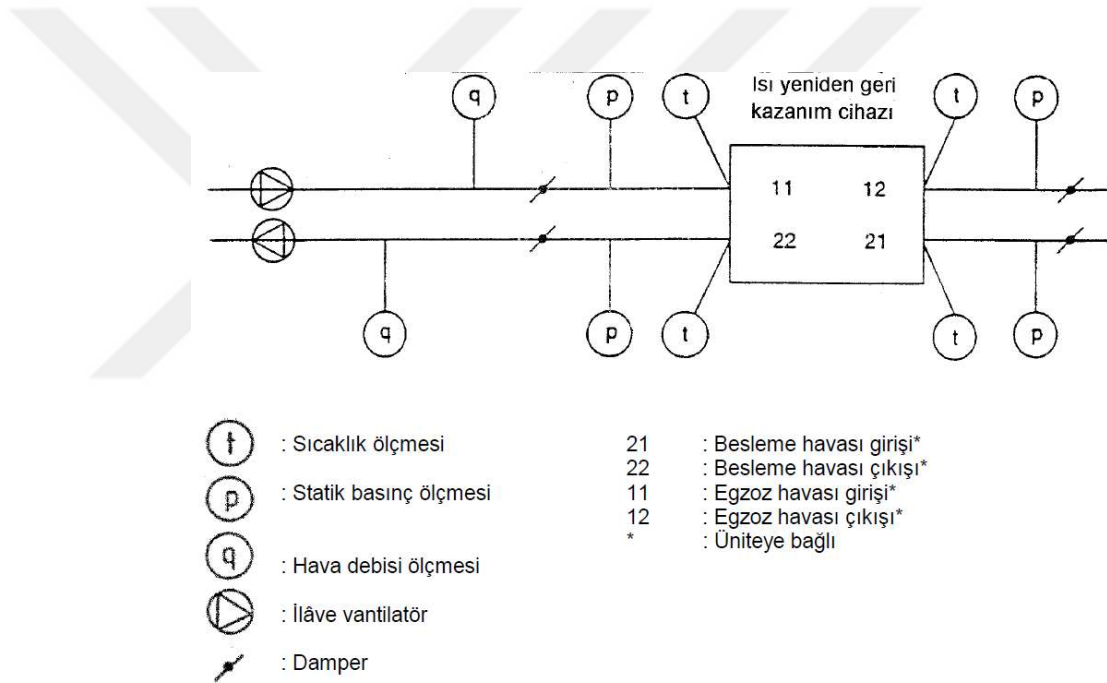
Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının kullanıcı tarafından seçimi öncelikle debi ve dış statik basınç değerlerinden oluşan karakteristik eğrileri ile gerçekleştirilmektedir. Bu eğrilerin oluşturduğu grafik, farklı dış statik basınç değerleri ve bu değerlerde ölçülen debiler kullanılarak oluşturulmaktadır. Bu işlem en az 5 farklı fan hızında tekrarlanarak cihazın çalışma aralığı belirlenmektedir.

TS EN 308 standardına göre besleme ve egzoz havası taraflarındaki basınç düşmesi, bütün debi kademeleri üzerindeki uygun bir şekilde yer alan deney noktaları ile , anma hava debisinin %50 - %150 sınırları içerisinde belirlenmelidir.

Deneyler mümkünse 500 Pa dış statik basınç elde edilene kadar eşit taze hava ve egzoz havası debisinde yapılmalıdır.

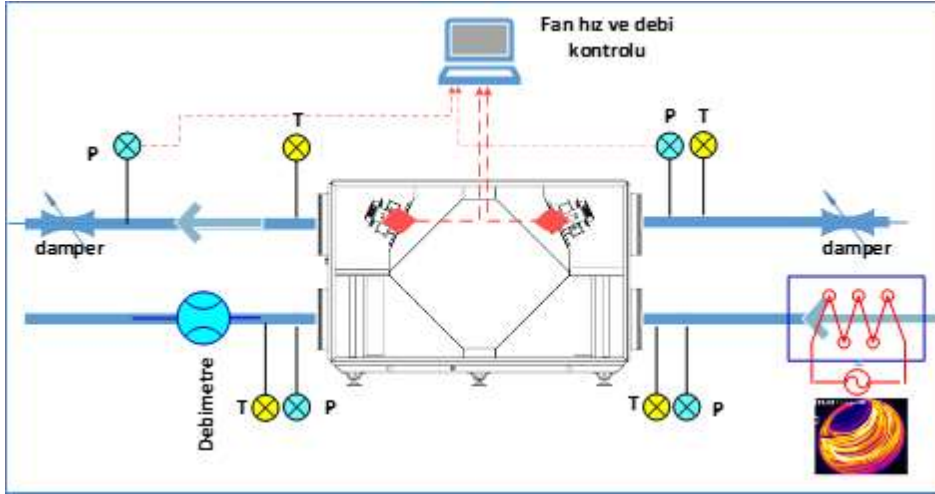
Yine standarda göre cihazların ısıl teste alınmadan önce sızdırmazlık testinin yapılması gerekmektedir. Cihazın ısıl testinin yapılabilmesi için hava kaçağının cihaz nominal debisinin %3'ünden fazla olmaması gerekmektedir.

Debi basınç testinde Şekil 6.8'de belirtildiği gibi taze hava ve egzoz havası debileri ile kanal giriş ve çıkış basınçları ölçülmüştür. Hava yoğunluğu 1,16-1,24 kg/m³ arasında olmalıdır. Bu değerler dışında alınan ölçmeler referans şartlarına düzeltilmelidir.



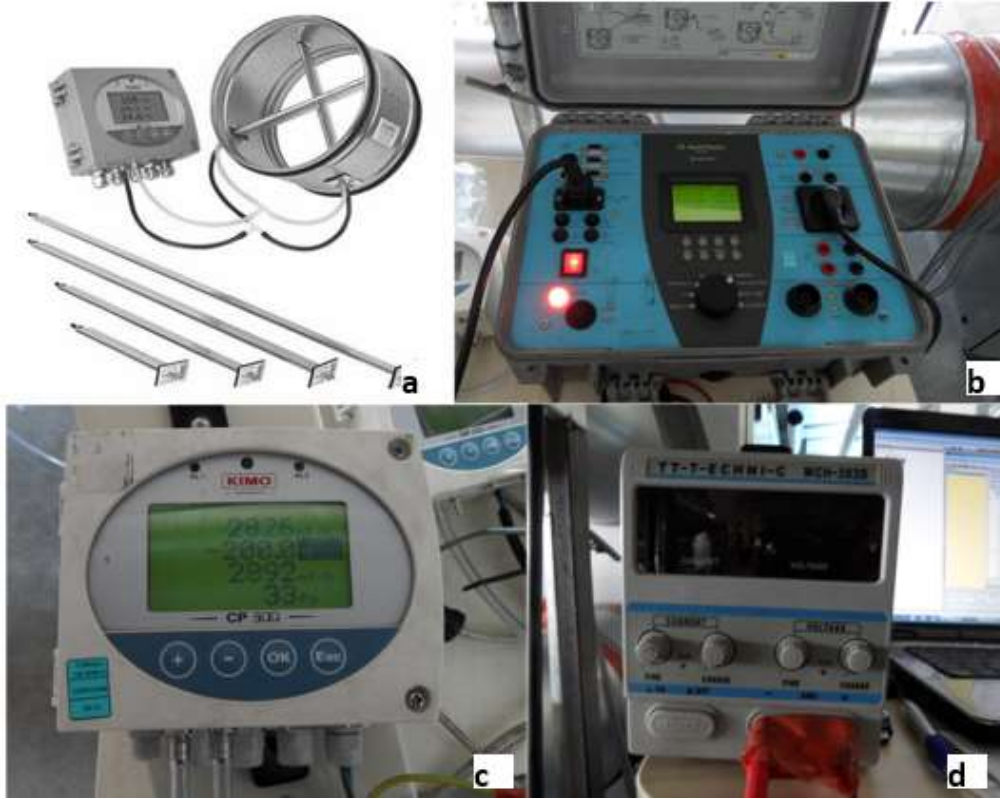
Şekil 6. 8 EN 308 Standardına göre debi-basınç test düzeneği

Bu şemaya bağlı kalınarak tez çalışması için Şekil 6.9'daki şematik olarak gösterilen test düzeneği kurulmuştur. Taze hava ve egzoz hatları giriş ve çıkışlarına ölçüm için yeterli uzunlukta dairesel kanallar bağlanmıştır. "T" ve "P" ile gösterilen bölgelerde sırasıyla sıcaklık ve statik basınç değerleri ölçülmüştür.



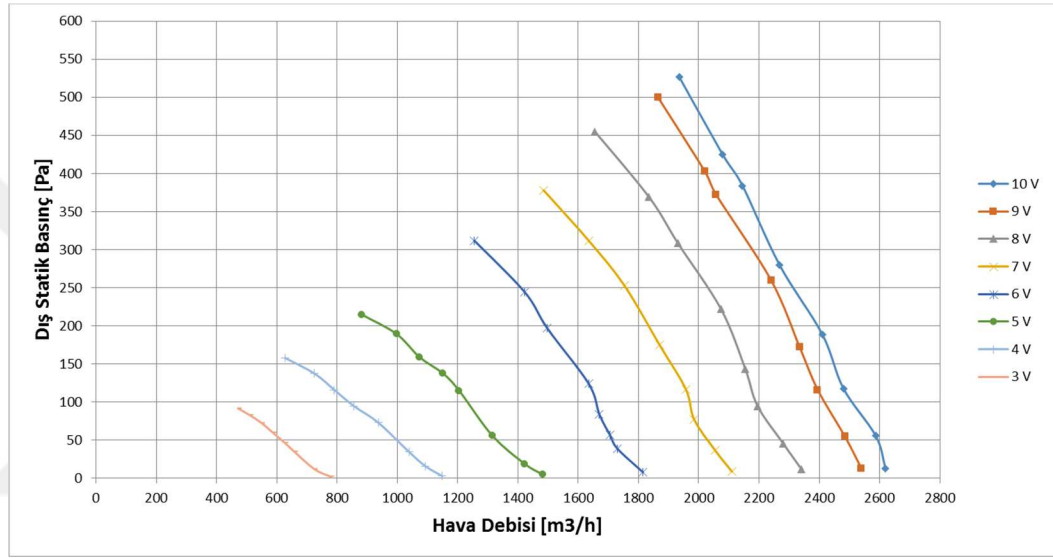
Şekil 6. 9 Debi-basınç ve ısı test sisteminin şematik gösterimi

Kullanılabilir dış statik basınç değerleri kanal uçlarına bağlanan klapeler ile ayarlanmıştır. Her bir ölçüm noktası için hava debileri, dış basınçlar, fan bilgileri (güç, akım, devir) ve ortam sıcaklık- nem değerleri not alınmıştır. Bu değerlerin ölçümü Şekil 6.10’da gösterilen ölçüm aletleri ile gerçekleştirilmiştir.

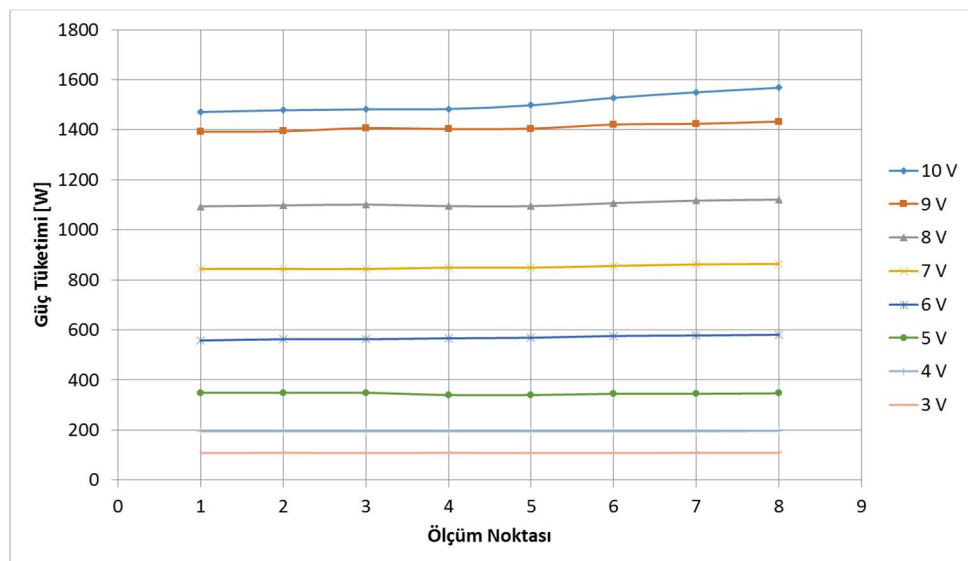


Şekil 6. 10 Ölçüm cihazları (a-Debimetre, b- Güç-akım ölçer, c- Statik basınç transmitteri, d- 24V DC kaynağı)

Buna göre debi ölçümleri için “debimo blade” adı verilen ve kanal içerisindeki belirli noktalardan pitot tüpü prensibi ile statik ve dinamik basınç ölçümü yapabilen ölçüm bıçakları kullanılmıştır. Sistemin çektiği toplam güç ve akım ile voltaj değeri bir güç ölçeği yardımıyla ölçülmüştür. Statik basınç ölçümleri için basınç transmitterleri kullanılmıştır. Fanların devir kontrolü için gereken 0-10V arası sinyaller bir 24V DC güç kaynağı ile sağlanmıştır. Yapılan deneylerden elde edilen debi-basınç karakteristikleri ve güç tüketimi eğrileri sırasıyla Şekil 6.11 ve 6.12’de verilmiştir.



Şekil 6. 11 Debi-basınç karakteristikleri



Şekil 6. 12 Güç tüketim grafiği

Tez çalışması kapsamında test edilecek cihazın nominal çalışma noktası 2000 m³/h hava debisi ve 250 Pa dış basınçtır. Bu noktada fanların çektiği toplam güç 1095 W olarak ölçülmüştür. Bu durumda cihazın çalışma noktasındaki özgül fan gücü:

$$SFP = W_{Fan} / V_{maks.} \quad (4.2)$$

$$SFP_{toplam} = 1095 / (2000/3600) = 1970 \text{ [W/m}^3\text{/s]}$$

Olarak belirlenebilir. EN13779 standardına göre bu değer “SFP 4” sınıfına aittir (Tablo 4.1). Bölüm 5.4.1 de teorik özgül fan gücü değeri 1742,4 [W/m³/s] olarak hesaplanmıştır. Test sonucunda bu değer daha yüksek çıkmasının nedeni, basınç kayıplarının öngörülenden yüksek olması ve fanın öngörülenden daha yüksek güç çekmesi olarak değerlendirilebilir.

6.3 Isıl Test

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarında ısı değiştiricide transfer edilen ısıнын ve cihaz verimliliğinin belirlenebilmesi için ısıl testler gerçekleştirilmelidir. Bu amaçla nominal noktada çalıştırılan cihazın hava giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık ve nem değerleri ölçülmüştür.

Bu tez çalışmasında ortam koşullarını EN 308 standardı koşullarında sabit tutulabildiği bir test odası bulunmaması nedeniyle ısıl testler standart dışı sıcaklık değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.13’te görülen test düzeneğinde egzoz havası 13kW değerinde bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtılmaktadır. Debi - basınç deneyleri için kurulan test sisteminde, giriş kanallarından bir tanesine uygun büyüklükte bir elektrikli hava ısıtıcısı takılarak giriş havasının, diğer kanaldan giren giriş havası sıcaklığından yaklaşık 20°C daha yüksek sıcaklığa çıkarılması amaçlanmıştır. Deney esnasında hem giriş çıkış kanallarında hem de taze hava havası çıkış kesitinde hava hız ve sıcaklıkları ölçülmüştür.



Şekil 6. 13 Isıl test düzeneği

Sistemin dengeye gelmesi için bir süre beklenildikten sonra taze hava giriş-çıkış ve egzoz havası giriş-çıkış kanallarından sıcaklık ve nem ölçümleri yapılmıştır. Tablo 6.1’de ölçülen değerler belirtilmiştir.

Tablo 6. 1 Isıl test sonuçları

Debi	Sıcaklıklar			
	Taze Hava		Egzoz Havası	
	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
2000 m ³ /h	20,6	37,5	39,9	24,3
Bağıl Nem	%39,8 RH	%16 RH	%13,4 RH	%31,6 RH

Elde edilen çıkış koşullarına göre ısı verim, Denklem 4.4 ile hesaplanmıştır,

$$\eta_t = Q_{tr} / Q_{maks}. \quad (4.4)$$

$$\eta_t = (T_{t2} - T_{t1}) / (T_{e1} - T_{t1}) = (37,5 - 20,6) / (39,9 - 20,6) = 0,875$$

olarak hesaplanabilmektedir. Buna göre performans katsayısı,

$$Q_{tr} = m \cdot c_p \cdot (T_{t2} - T_{t1}) \quad (4.5)$$

$$Q_{tr} = (0,555 \times 1,2) \times 1006,43 \times (37,5 - 20,6) = 11,32 \text{ kW}$$

$$COP = Q_{tr} / W_{sis} \quad (4.1)$$

$$COP = (11,32 \times 1000) / 1095 = 10,3$$

Olarak hesaplanmıştır. Enerji verimliliği değeri, performans katsayısı ve ısı verim kullanılarak:

$$\eta_e = \eta_t (1 - 1/\epsilon) \quad (4.3)$$

$$\eta_e = 0,875 (1 - 1 / 10,3) = 0,79$$

olarak hesaplanmıştır.

7. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD), akışkan hareketini tanımlayan temel denklemlerin, nümerik yöntemlere dayalı çözümlerinin elde edilmesini kapsamaktadır. Bu denklemlerin analitik çözümleri, denklemlerin doğrusal olmayan yapısından ötürü bazı temel problemler dışında mevcut değildir. Diğer taraftan deneysel araştırma yöntemleri maliyetli, zaman ve uzmanlık gerektiren yöntemlerdir. Bu açıdan HAD, hızla gelişmekte olan bilgisayar teknolojisi sayesinde, gerek akademik gerekse endüstriyel problemlerin incelenmesinde önemli bir araştırma yöntemi haline gelmiştir.

İç/dış akışlar, sıkıştırılmaz/sıkıştırılabilir akışlar, turbomakinalar, hareketli sınır içeren akışlar, çok fazlı akışlar ve ısı transferi içeren akışlar gibi çoğu problemin HAD simülasyonları başarıyla gerçekleştirilmektedir. Deneysel sonuçlara ya da analitik çözümlere dayalı doğrulama çalışmaları yapılmakta ve bulgular yayınlanmaktadır. Ağ çözünürlüğü ile sınırlı olmak kaydıyla, doğrulanmış HAD sonuçlarına ulaşıldığında, herhangi bir problem parametresinin davranışı deney verilerinden daha detaylı olarak incelenebilmektedir. (Şentürk vd., 2015)

HAD benzetimleri ile incelenen sınır değer problemi için Süreklilik ve Navier-Stokes Denklemleri'nin nümerik çözümleri araştırılmaktadır. Bu denklemler en genel halde,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (7.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho g + F \quad (7.2)$$

olup burada hız alanı $V(x, y, z) = ui + vj + wk$, yerçekimi ivmesi $g = g_x i + g_y j + g_z k$, viskoz gerilme tensörü $\bar{\tau} = \mu \left\{ [\nabla V + (\nabla V)^T] - \frac{2}{3} \nabla \cdot V I \right\}$ ve basınç alanı $P(x, y, z, t)$ 'dir. (ANSYS Fluent Teori Kılavuzu).

Bu hedef doğrultusunda literatürde çok çeşitli nümerik yöntemler yer almaktadır. Bunlardan bazıları, Sonlu Farklar Yöntemi, Sonlu Hacimler Yöntemi, Sonlu Elemanlar Yöntemi olarak sayılabilir. Bu yöntemlere dayalı yazılımlar

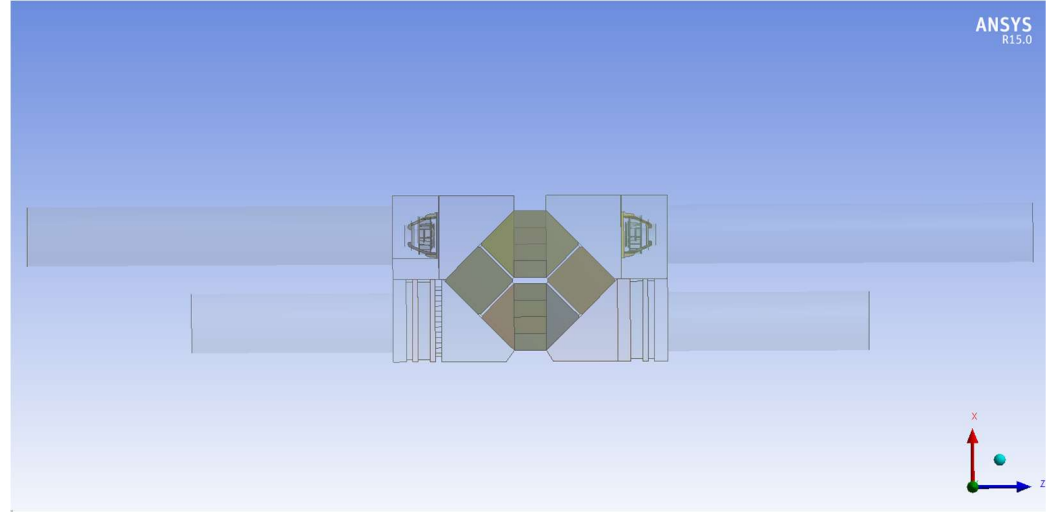
mevcut olup (ANSYS Fluent, CFX, OpenFOAM vb.) bu alandaki çalışmalarda sıklıkla tercih edilmektedir. Bunun önemli sebeplerinden bazıları:

- Bu yazılımların çözüm süreci öncesindeki (preprocessing) ağ örme işleminde, karmaşık olarak nitelendirilebilecek geometriler için dahi hızlı ve faydalı bir araç olabilmeleri
- Çeşitli çözücü algoritmalarını ve türbülans modellerini barındırmaları
- Çözüm süreci sonrasında (postprocessing) hem ana değişkenlerin (u, v, w, P) hem de bunlardan türetilecek diğer akış parametrelerinin hızlıca hesaplanıp, uygun görselleştirme yöntemleri ile incelenebilmesi olarak sayılabilir.

Tez çalışması kapsamında, tasarlanan IGKH cihazının akış ve ısı analizleri ANSYS FLUENT programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Böylece akışın cihaz içerisindeki dağılımı ve bileşenlerin verimine etkisinin görülmesi amaçlanmıştır.

7.1 Modelin Hazırlığı

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazının katı modeli, Ansys programının Design Modeler modulüne alınarak ağ oluşturmaya (Meshing) hazır hale getirilmiştir. Bunun için cihaz içerisinde hareket edecek hava modellenmiş, akışın kesintisiz sağlanmasına dikkat edilmiştir. Gövdede analizi etkilemeyecek parçalar (civata, perçin, somun, conta vs.) silinmiş veya basitleştirilmiştir. Gövdeyi oluşturan duvarlar ve hat ayırıcı plakalar silinmiş, bunun yerine modellenen havanın dış yüzeylerine duvar sınır koşulu atanmıştır. Havanın cihaza girdiği ve cihazdan çıktığı bölgeler silindirik olarak uzatılmıştır. Bu işlemin nedenlerinden biri, cihazın testi sırasında kullanılan hava kanallarının da analize etkisini görmektir. Diğer önemli bir nedeni ise analizin giriş ve çıkış sınırlarında oluşan düzensizliklerden etkilenmesini önlemektir.

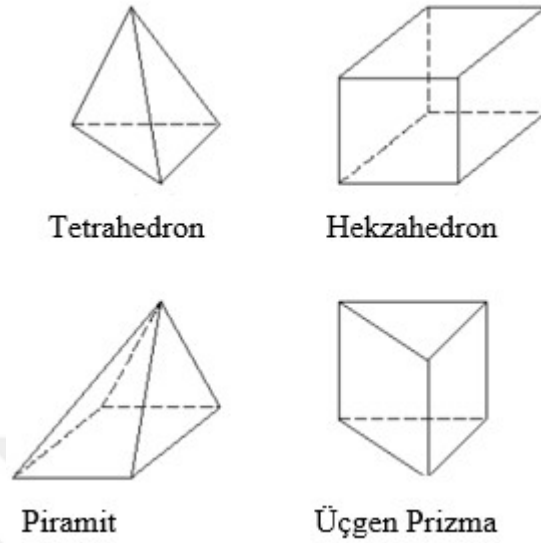


Şekil 7. 1 Design Modeler modulünde hazırlanan CFD modeli

Analizin hassasiyetini korurken aynı zamanda az sayıda ve yüksek kalitede ağ elemanı oluşturabilmek için basitleştirme işlemlerini büyük dikkatle yapılması gerekmektedir. Komponentler gerekirse basit ağılar oluşturulabilecek parçalara bölünmelidir. Bu projede ısı değiştiricinin karşıt akışlı kısmının her bir kanalı 6 parçaya bölünmüştür. Özellikle fan kanatları gibi yüksek hassasiyet gerektiren bölgeler üzerindeki basitleştirme işlemlerinin, kanat geometrisini değiştirmemesine dikkat edilmelidir. Cıdarı ince elemanlar, düşük açılı köşeler, aynı boyutta olmayan birleşim yüzeyleri vb. durumlar için kullanılan ağ elemanları genel ağ kalitesini düşürebilmektedir. Bu gibi durumlarda ağ sayısı artırılabilir veya bölgesel olarak daha hassas elemanlar kullanılabilir.

Akışkan ve katı modellemeleri ve tanımlamaları doğru şekilde yapılmalı, parça yüzey tanımlamaları anlaşılabilir olmalıdır. Tüm bu işlemler bittikten sonra model ağ oluşturma işlemi için “Meshing” olarak adlandırılan ağ oluşturma bölümüne alınmıştır. Bu modülde her bir parçaya uygun özellikte ağ metodu tanımlanır. Tanımlanan metodların parça geometrisine uygun olması gerekmektedir. Dikdörtgenler prizması veya silindir gibi basit geometrilere sahip bölgelerde “Sweep mesh” denilen az sayıda ve kaliteli ağ elemanları kullanılmıştır. Bu ağ çeşidinde kaynak olarak bahsedilen yüzeyde oluşturulan ağ profili tüm hacim boyunca düzenli bir şekilde devam ettirilmiştir. Tez çalışması kapsamında tasarlanan cihazda filtreler, bazı hava modelleri ve havanın cihaza giriş ve çıkış

hava akımlarında bu yöntem kullanılmıştır. Daha karmaşık bölgelerde Şekil 7.2’de temel elemanları belirtilen ağ çeşitleri kullanılabilir.



Şekil 7. 2 Temel ağ (mesh) elemanları

Ağ metodları tanımlanıp “generate mesh” seçeneğine tıklandığında (bu seçenek her parça için tek veya çoklu seçilebileceği gibi tüm modele aynı anda uygulanabilir) ağ oluşturma işlemi gerçekleşir. Atılan ağdaki en büyük ve en küçük elemanın boyutları genel boyut fonksiyonları ile ayarlanabilmektedir. Bunun dışında metoda ek olarak parçaların kenar, yüzey ve gövdelerine “Ağ Boyutlandırmaları (Mesh Sizing)” atanabilir. Bu sayede genel fonksiyona bağlı kalmak şartıyla parçanın herhangi bir köşesinde, yüzeyinde veya hacmi boyunca daha yoğun/seyrekleşen veya giderek seyrekleşen/yoğunlaşan elemanlar oluşturulabilir. Gelişmiş boyut fonksiyonları kullanıldığında, ağ dağılımını etkileyen parametreler:

- Minimum ve maksimum ağ boyutu
- Ağ büyüme oranı
- Boyut kaynağı (aşağıdakilerden herhangi biri olabilir):

- Komşu kenar ve yüzeylerle yapılan açığa bağlı olarak değişim gösteren kavis (Curvature)

- Komşu kenar ve yüzeylerdeki elemanların boyutuna bağlı olarak belirli bir alan içerisindeki eleman sayısının miktarı.(Proximity)

- Modelin etki alanı (En fazla etkileşimin olduğu kısım asıl model ile çevre modelinin kesiştiği kısımdır. Bu etkileşim, asıl modelden uzaklaştıkça azalır.) (Body of Influence)

- Kullanıcının isteğine göre hassasiyete bağlı olarak ağ elemanları arasında yumuşak veya sert geçişlerin ayarlanması. (Farklı mesh özelliklerindeki iki parçanın ağları arasında hızlı veya yavaş bir geçiş yapılması). Olarak tanımlanabilir.

Tez çalışması kapsamında tasarlanan cihazın ısı ve akış analizleri Ansys Fluent analiz programı kullanılarak yapılmıştır. Temel bileşenler olan fan, ısı değiştirici, filtre, by-pass damperi ve cihaz gövdesi önce tekil olarak ele alınmış, daha sonra bütünsel izotermal akış analizi ile ısı analiz gerçekleştirilmiştir.

7.2 Tekil Analizler

Sonlu hacimler yöntemi temelli Ansys Fluent 15 yazılımı ile daimi, üç boyutlu, sıkıştırılamaz, türbülanslı akış kabulleri altında tüm akış bölgesinin hesaplanmasından önce, uygun ağ yapısının ve çözüm yöntemlerinin irdelenmesi için cihazın bileşenleri ayrı ayrı ele alınmıştır. Cihazı oluşturan fan, ısı değiştirici, filtre ve by-pass damperinin tekil olarak doğrulama analizleri yapılmıştır. Burada amaç her bir bileşen için uygun ağ yapısının bulunması ve böylece tüm sistemin ağdan bağımsız analizlerinin gerçekleştirilebilmesidir. Bir diğer amaç da bileşenlerin analiz sonuçlarının üreticiden alınan teknik datalarla uygunluğunun irdelenmesidir. Bileşenlerin tekil analizinde çevredeki akış hacmi üretici firmanın verdiği teknik bilgilerin oluşturulduğu test düzeneklerine uygun biçimde üç boyutlu modellenmiştir.

Her bir komponent için bir çalışma noktası belirlenmiş ve bu noktada farklı ağ boyut ve hassasiyetinde akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak tüm analizlerde “k-ε realizable türbülans modeli” kullanılmıştır.

7.2.1 Fan analizi

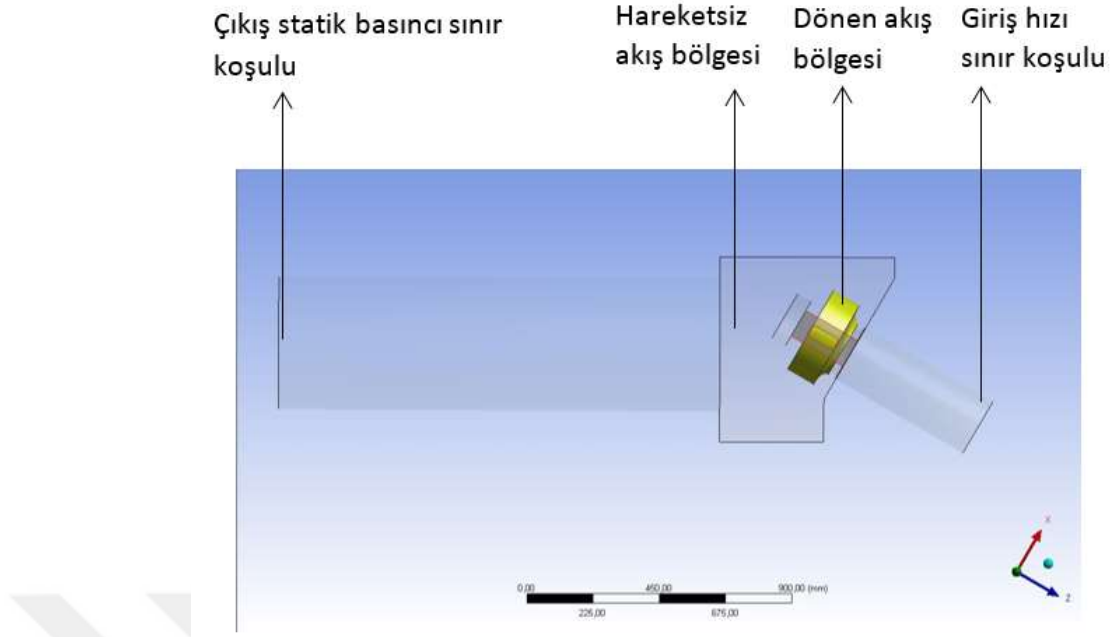
Turbomakinaların HAD ile performansının belirlenmesi konusunda öne çıkan iki yöntem: (1) Kayan ağ (Sliding mesh) modeli ve (2) Çoklu referans düzlemleri (ÇRD, Multiple reference frames) modelidir. Kayan ağ modeli, zamana bağlı çözüm gerektirmektedir. Bunun iş yüküne yapacağı olumsuz etkisi göz önünde bulundurularak, fanın analizi için ÇRD modeli kullanılmıştır. ÇRD yöntemi, akışı daimi kabul eder. Problem bölgesi, alt bölgelere ayrılır. Alt bölgelere dönme ve/veya öteleme hareketi tanımlanabilir. Dönme içeren hareketli bölgeler için,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V_r) = 0 \quad (7.3)$$

$$\frac{\partial (\rho V)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V_r V) + \rho (\omega \times V) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}_r) + \rho g + F \quad (7.4)$$

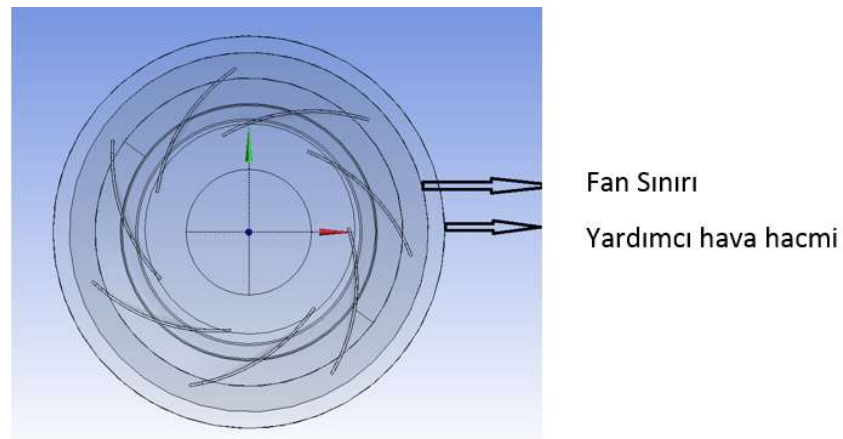
Denklemleri çözülür. Burada, V_r hareketli koordinat sisteminden bakıldığında görülen bağıl hız alanı; ω dönen bölgenin açısal hız vektörüdür. Hareketli koordinat sistemine göre r konumundaki bağıl hız $V_r = V - \omega \times r$ ile bulunur (ANSYS Fluent Teori Kılavuzu).

Fanın katı modeli, üretici firma tarafından sağlanmıştır. IGKH cihazı tasarımında fanı içine alan saç muhafazaya eklenen emiş ve üfleme kanalları, problem bölgesini oluşturmaktadır. Fan kanatlarını içine alan bir alt bölge tanımlanmış ve bu bölgeye devir sayısı tanımlanmıştır. Akış bölgesinin geri kalan kısımları, hareketsiz alt bölgeyi oluşturur (Şekil 7.3).



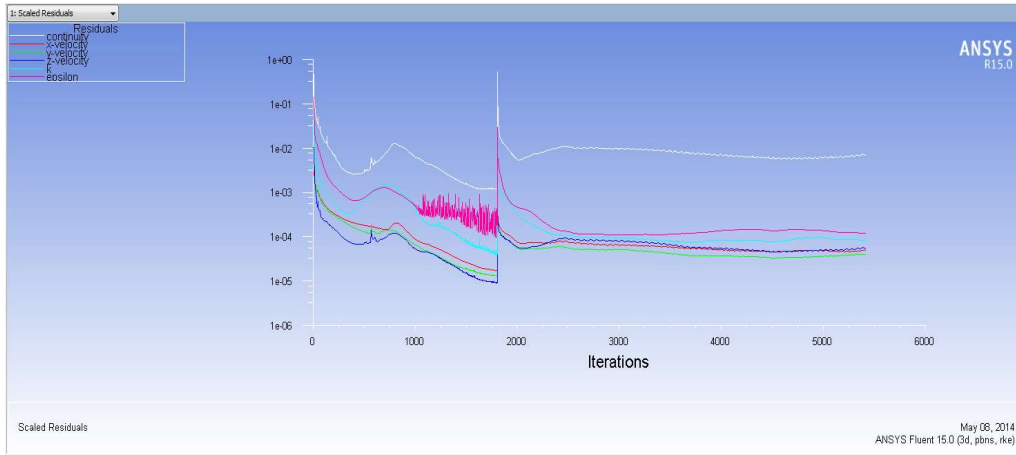
Şekil 7. 3 ÇRD yöntemi ile fanın HAD analizi için akış bölgesi ve sınır koşulları

Fanlar üitedeki hava akış hareketini sağlayarak sistem karakteristiğini oluşturmaktadır. Bu nedenle olabildiğince gerçeğine yakın bir şekilde modellenmeli ve ağ yapısında hassas elemanlar kullanılmalıdır. Fanda çok küçük boyutlu elemanların kullanılması, fan ile çevresi arasındaki sınırdaki benzer boyutta elemanların kullanılmasını gerektirmektedir. Bu durum ağdaki eleman sayısının oldukça artmasına ve analiz süresinin uzamasına neden olmaktadır. Bu nedenle Şekil 7.4'te gösterildiği üzere fanın hava çıkış sınırının etrafında yardımcı bir hava hacmi oluşturularak az elemanla yumuşak bir geçiş yapılması amaçlanmıştır.

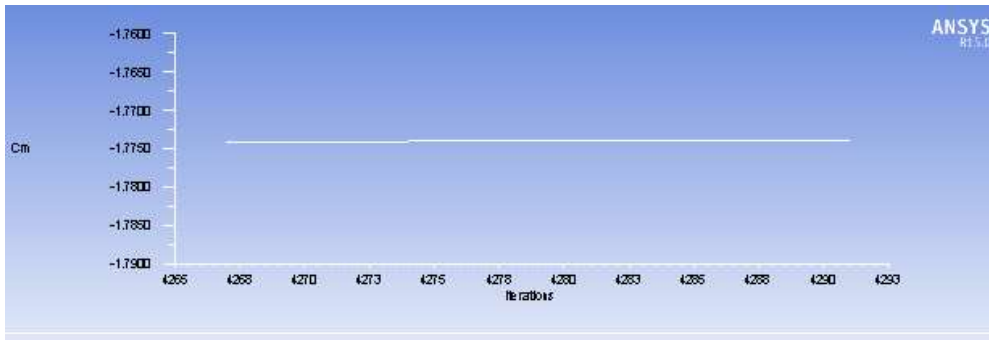


Şekil 7. 4 Fan çevresinde tanımlanan yardımcı hava hacmi

Tüm katı çeperlerde kaymama koşulu tanımlanmıştır. Akış bölgesinin giriş ve çıkışında sırasıyla, giriş hızı (17,64 m/s) ve statik basınç (0 Pa) değerleri verilmiştir. Hava özellikleri, $\rho=1,225 \text{ kg/m}^3$ ve $\mu=1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ olarak tanımlanmıştır. Fanın dönüşünü tanımlamak için fana devir ve dönme eksenini tanımlanmıştır. Fan hızı, dakikada 2804,9 devir olarak yazılıma girilmiştir. Ansys Fluent yazılımının standart yakınsama kriterlerine ek olarak, çark üzerindeki hidrodinamik torkun iterasyon sayısına bağlı değişimi gözlenmiştir. Böylece torkun iterasyon sayısından bağımsız olması amaçlanmıştır (Şekil 7.5 ve Şekil 7.6).



Şekil 7. 5 İterasyon sayısına bağlı yakınsama kriterleri



Şekil 7. 6 Fan kanatları üzerindeki hidrodinamik torkun iterasyon sayısına bağlı değişimi

Üç farklı ağ için analiz sonuçları Tablo 7.1’de görülmektedir. Buna göre AĞ 1’de hareketli bölge için, AĞ 3’te kullanılanın yaklaşık 2 katı hücre sayısı bulunmasına rağmen tork değerlerinde önemli bir değişim olmamıştır. 3 numaralı ağ, hücre kalitesinin sınırlar içinde bulunduğu en kaba ağ olduğu için daha düşük ağ sayısı elde edilememiştir.

Tablo 7. 1 Farklı ağ sayıları için analiz sonuçları

No	Toplam Hücre Sayısı	Dönen Bölgenin Hücre Sayısı	M (Nm)
AĞ 1	11432083	5358578	1,44
AĞ 2	9961142	3887637	1,44
AĞ 3	6522338	2687037	1,43

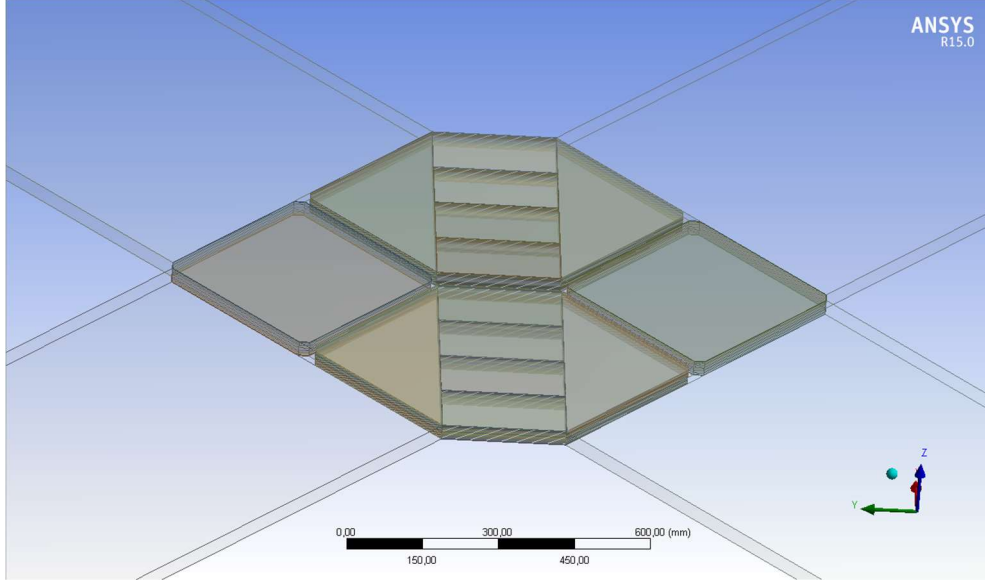
Fanın katalog tork değeri, 2804,9 devir/dakika ve 2027,8 m³/h için M=1,38 Nm'dir. Buna göre en düşük hücreli ağ için torktaki yüzde bağıl hata %4,16'dır. Hesaplanan torkun, ve basınç kazancının fan üreticisi firmanın sağladığı değerlere yakın olması nedeniyle, fan modelinde 3 numaralı ağ kullanılmıştır.

7.2.2 Isı değiştirici analizi

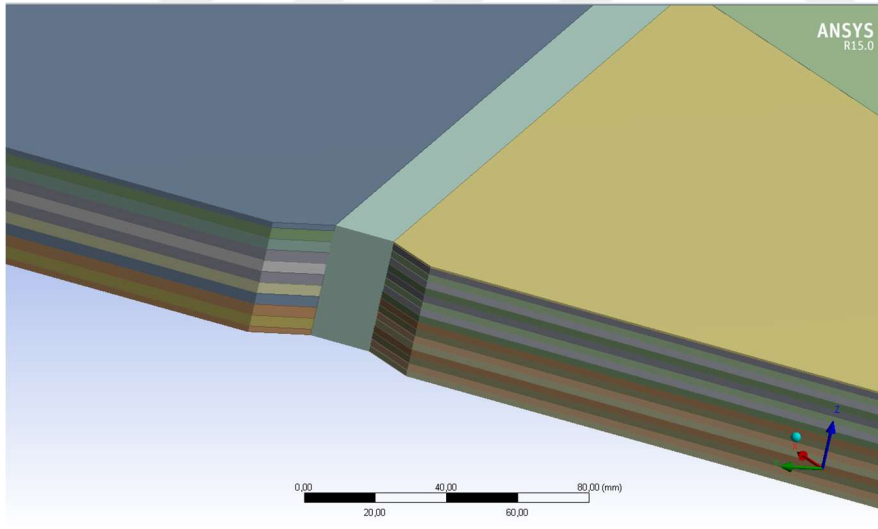
Isı değiştiricilerin HAD analizlerinde yaygın olarak tercih edilen yöntemlerden biri, giriş koşullarının uniform kabul edildiği periyodik dilim yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda, çok dilimli olan ısı değiştiricinin akış hatları arasındaki ısı transferi etkilerinin görülebileceği bir kaç dilimi modellenerek, modelin alt ve üst kısmında bu dilimlerin sonsuz devam ettiği kabulü yapılmaktadır. Böylelikle hesaplama yükünde önemli tasarruf sağlanır. Isı değiştirici giriş yüzeyindeki hız dağılımı, basınç kayıplarını etkilediği için bu yöntem tercih edilmeyebilir. Dolayısıyla, ısı değiştiricinin içindeki izotermal akışın analizi için tercih edilebilecek yöntemler ısı değiştiricinin geometrisinin bütünüyle ele alınması veya gözenekli ortam (porous media) yaklaşımıdır. Bu tez çalışmasında akış analizlerinde kullanılacak modelin ısı analizinde de kullanılacağı düşünülürse gözenekli ortam yaklaşımı uygun olmamaktadır. Bu nedenle geometriyi bütünüyle ele almak gerekmektedir.

Tüm cihazın analizinde hem ısı değiştirici kanallarının modellenmesi hem de iki fan olması nedeniyle toplam hücre sayısı yüksek olacaktır. Isı değiştirici kanallarında gerekli olan hücre yoğunluğunun belirlenmesi amacıyla öncelikle, yalnızca ısı değiştiriciyi içeren bir akış bölgesi oluşturulmuştur. Buna ilave olarak, ısı değiştiricinin sonlu boyutlarının göz ardı edildiği periyodik akış yaklaşımı ile, ısı değiştiricinin bir dilimi alınmıştır. Bu kabul, ısı değiştirici giriş yüzeylerinde

uniform hız dağılımı kabulü anlamına geliyor olsa da, ağdan bağımsızlık çalışmasının yapılabilmesi için gereklidir. Bu çalışma kapsamında, ısı değiştirici plakaları arasındaki hücre sayısının belirlenmesi öncelikli olarak hedeflenmiştir.

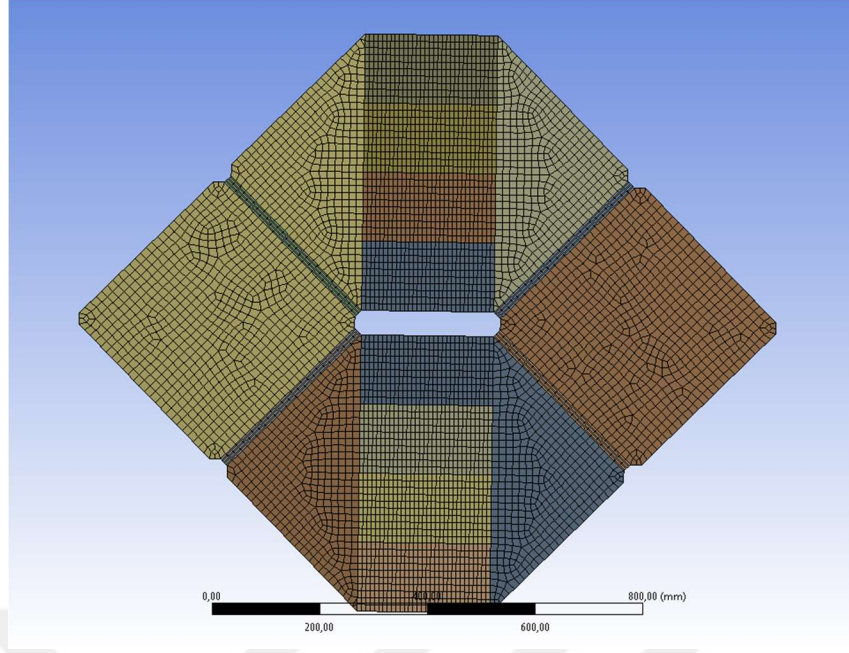


Şekil 7. 7 Isı değiştirici dilimi modeli



Şekil 7. 8 Ters ve çapraz akışlı ısı değiştirici kanalları ve geçiş bölgesi

Karşıt akışlı ısı değiştiriciler, ağ eleman sayısını azaltmak ve kaliteli ağ elemanı kullanabilmek amacıyla altı parçaya bölünmüştür. Orta kısımda 4'er adet dikdörtgenler prizması şeklinde oluşan parçalara "sweep mesh" atılmıştır. (Şekil 7.9)



Şekil 7. 9 Isı değıştirici ağ profili

Söz konusu ısı değıştirici modeli için sınır koşulları ve akışkan özellikleri, Tablo 7.2 'de özetlenmiştir.

Tablo 7. 2 Sınır koşulları ve malzeme özellikleri girdileri

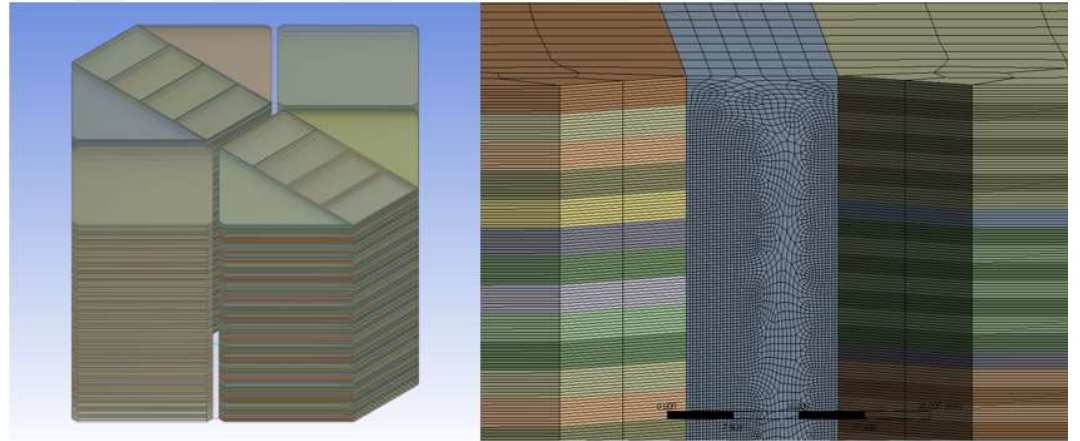
Simülasyon girdisi	Değer
Havanın yoğunluğu (kg/m^3)	Sıkıştırılamaz ideal gaz yaklaşımı
Havanın dinamik viskozitesi (kg/ms)	1.79E-05
Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)	0,0242
Havanın özgül ısısı (J/kgK)	1006,43
Sıcak akışkan giriş hızı (m/s)	3,487
Sıcak akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	39,9
Sıcak akışkan çıkış basıncı (Pa)	232
Soğuk akışkan giriş hızı (m/s)	3,487
Soğuk akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	20,6
Soğuk akışkan çıkış basıncı (Pa)	225

Periyodik akış kabulü ile giderek artan ağ yoğunluğuna bağlı olarak elde edilen sonuçlar Tablo 7.3'te verilmiştir. Ağ yoğunluğu karşıt akış ve çapraz akışlı ısı değiştiriciler arasındaki geçiş bölgesindeki ağ katmanlarının sayısının yükseltilmesiyle ve plakalar arasındaki hücre boyutlarının küçültülmesiyle arttırılmıştır.

Tablo 7. 3 Isı değiştiricide ağ hassasiyeti alışması

No	Hücre Sayısı	Plakalar Arasındaki Hücre Boyutu	Geçiş Bölgesindeki Bölme Sayısı	T _{soğuk,ıkış} [K]	T _{sıcak,ıkış} [K]	$\Delta P_{soğuk}$ [Pa]	$\Delta P_{sıcak}$ [Pa]
AĞ 1	1253617	0,5	5	291,20	293,61	118,43	429,71
AĞ 2	1520508	0,4	6	306,02	292,63	169,53	158,95
AĞ 3	2358002	0,3	7	306,05	292,61	165,72	164,32

Bu veriler ışığında, plakalar arasındaki uygun ağ çözünürlüğü, AĞ2 olarak görölmektedir. Buradan hareketle, tüm ısı değiştirici modelinde ağ oluşturulması aşamasına geçilmiştir. Isı değiştirici ve fanların farklı global ağ ayarları gerektirmesi dolayısıyla, ısı değiştirici modelinde ağ ve cihazın geri kalan kısmındaki ağ ayrı ayrı oluşturulmuştur. Daha sonra bu akış bölgeleri, Ansys Fluent içinde üst üste bindirilmiştir. Isı değiştirici modeli ve buradaki ağ, şekil 7.10’da görölmektedir.

**şekil 7. 10 Isı değiştirici modeli ve ağı**

Mevcut durumda, ısı değiştiricideki toplam hücre sayısı 18010878’dir. Çapraz akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricideki kanal sayıları sırasıyla 200 ve 320’dir.

7.2.3 Filtre analizi

Gözenekli ortam modeli (porous media model) filtreler, delikli plakalar, ısı değiştiricileri gibi yapıların içindeki akışın analizinde, geometrinin modellenip doğrudan ağ örülmesinin güç olduğu durumlarda kullanılan alternatif bir yöntemdir. Gözenekli ortam olarak tanımlanan akış bölgesinde, gerçeği yansıtacak ölçüde basınç düşümü yaratan akış direnci tanımlanır. Bu denklemler $i=1, 2, 3$ olmak üzere,

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu V_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |V| V_j \right) \quad (7.1)$$

Gözenekli ortamın izotropik olması durumunda D ve C matrisleri tek bir değere dönüşür. Bu durumda, denklemler,

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} V_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |V| V_i \right) \quad (7.2)$$

olmaktadır. Burada geçirgenlik katsayısı ve C_2 ataletle bağlı direnç katsayısı olmak üzere, D ve C matrisleri köşegen matrisler olup köşegen değerleri sırasıyla $1/\alpha$ ve C_2 'dir (ANSYS Fluent Teori Kılavuzu).

Direncin yüksek olması durumunda S_i ve ∇P , diğer terimlere göre çok daha büyüktürler. Bu kabul ile diğer terimler ihmal edilirse, örneğin, x eksen boyunca basınç düşümü,

$$\Delta P = -S_1 \Delta x \quad (7.3)$$

olarak yazılabilir. Böylece $1/\alpha$ ve C_2 değerleri filtre için hesaplanabilmektedir. Filtre üreticisi firmanın kataloglarından ürünün hız-basınç düşümü eğrisi elde edilmiştir. Bu eğri, bir boyutlu akış kabulü ile filtre için basınç düşümü (ΔP) ile ortalama hız (V_{ort}) ilişkisini vermektedir. Firma verileri incelendiğinde, hız basınç düşümü ilişkisinin doğrusal olduğu görülür. Buna göre denklemler:

F7 Filtre için,

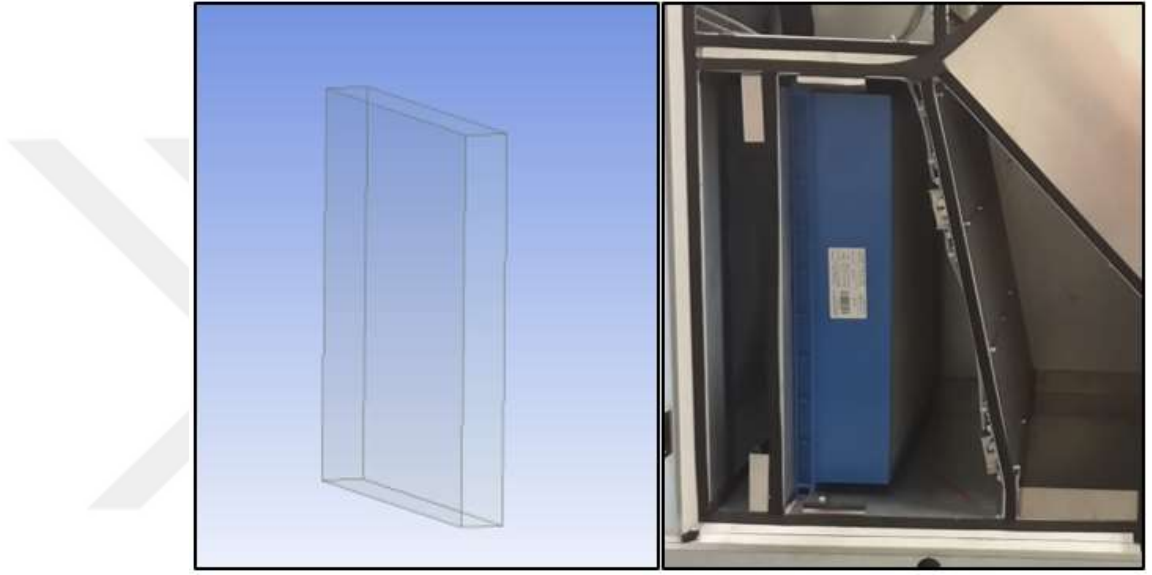
$$\Delta P = 56 V_{ort}$$

F5 Filtre için:

$$\Delta P = 36 V_{ort}$$

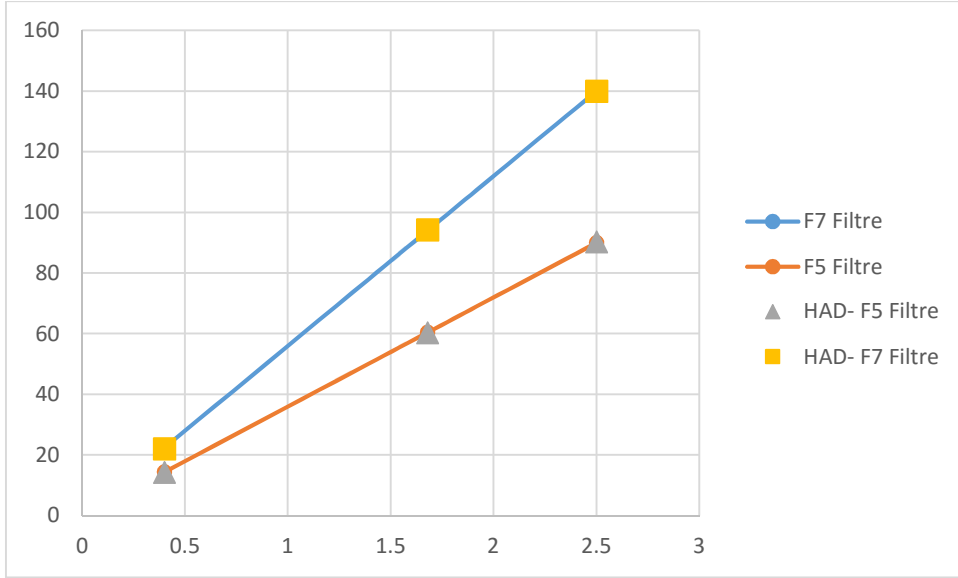
olarak bulunmuştur.

Kullanılan F5 ve F7 tip filtreler dikdörtgenler prizması şeklinde modellenmiştir. (Şekil 7.11)



Şekil 7. 11 Filtrelerin modellenmesi

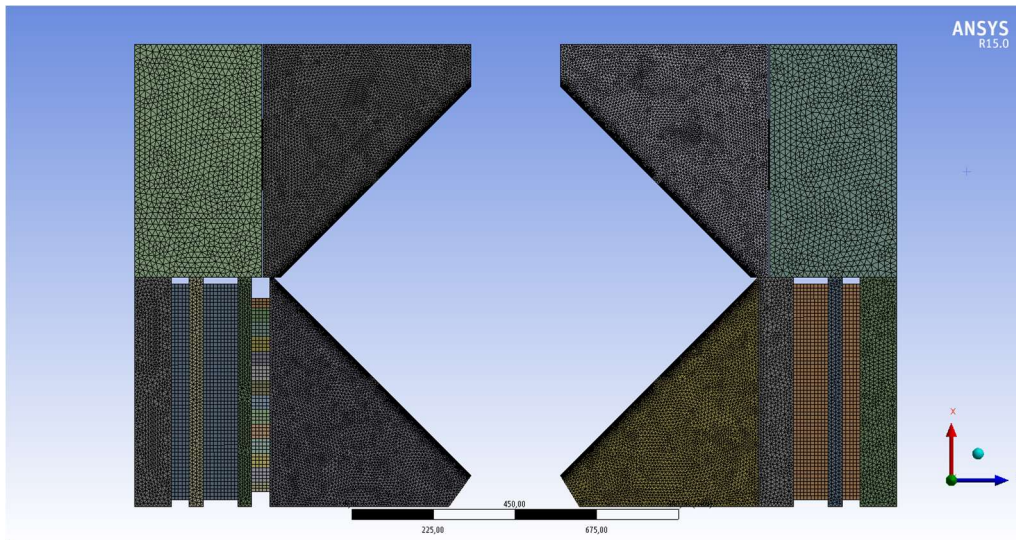
Hesaplanan katsayıların, istenen basınç düşümünü yaratıp yaratmadığını incelemek için, gözenekli ortam olarak modellenen poroz bölgesinde, değişken giriş hızlarında basınç düşümleri hesaplanmış ve uygun direnç katsayıları tespit edilmiştir.



Şekil 7. 12 Filtre analiz ile katalog değeri karşılaştırması

Buna göre, HAD ile bulunan değerler ve katalogtan elde edilen değerler Şekil 7.12’de görülmektedir. Mevcut durumda, filtrelerin hücre sayıları 92400 dir. Firma verileri ile uyum sağlandığı için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmamıştır.

Filtre, fan ve ısı değiştirici dışında kalan hava akış bölgeleri için uygun ağ profili Şekil 7.13’te gösterildiği gibi uygulanmıştır. Bu bölgelerdeki ağlar, bileşenlerden sonra ve genel ayarlara uygun şekilde atılmıştır.

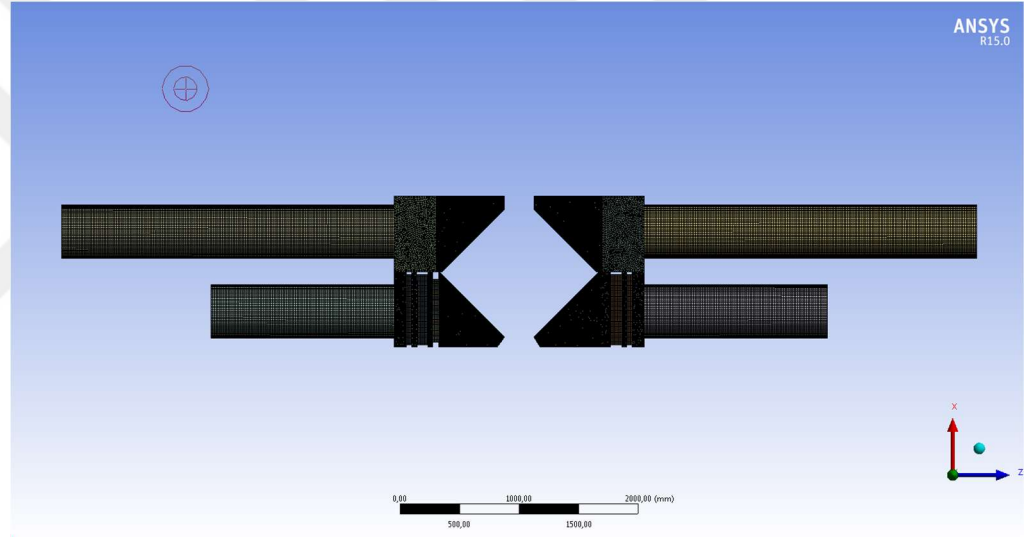


Şekil 7. 13 Cihaz içi hava akımının ağ profili

7.3 İzotermal Akış analizleri

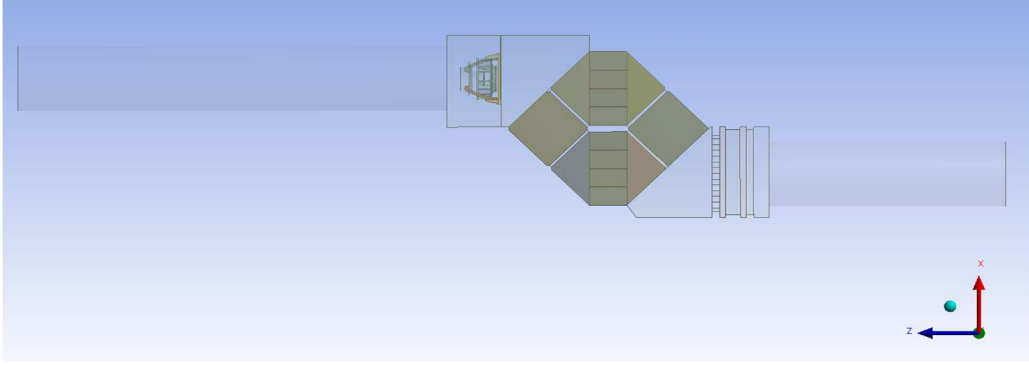
Fan, ısı değiştirici ve filtre bileşenlerinin ayrı ayrı analizleri tamamlandıktan sonra, tüm cihazın akış analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizden cihaz içindeki basınç ve hız dağılımları ile akım çizgileri türetilmiş, ısı değiştiricinin giriş ve çıkış yüzeylerindeki üç boyutlu hız dağılımları incelenmiştir. Ünitenin statik basınç düşümü hesaplanmıştır.

Cihazın geri kalan kısmı için oluşturulan ağ, Şekil 7.14'te verilmiştir. Burada da toplam hücre sayısı 43678045 olup, böylece akış analizleri için çözümü yapılacak olan modelin toplam hücre sayısı 61688923 olarak belirlenmiştir.



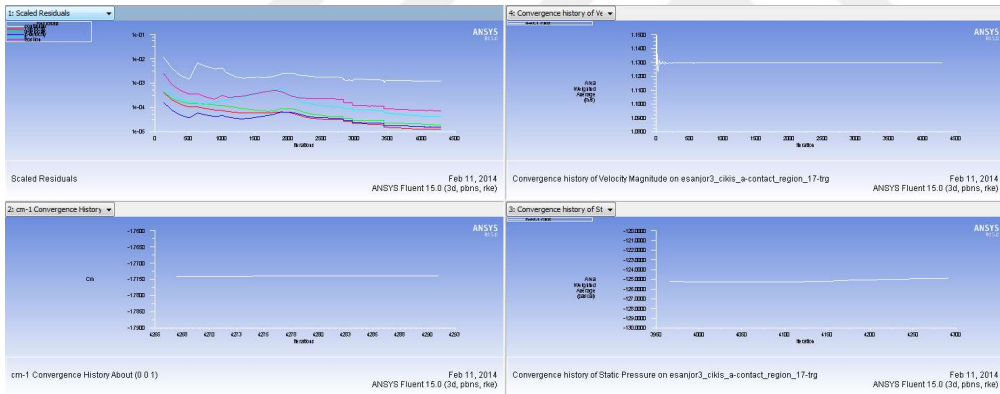
Şekil 7. 14 Tüm modelin ağ profili (ısı değiştirici hariç)

Taze hava ve egzoz havası kısımlarının geometrik açıdan birbirinden farkı, taze hava tarafında yer alan ve akışa büyük bir etkisi olmayan by-pass damperidir. Bunun dışında her iki kısım birbiriyle özdeştir. Sıcaklık değişimlerinin etkisi ihmal edilirse akış karakteristikleri de özdeş olacaktır. Bu kabullere dayalı olarak, ağ boyutunun azaltılması amacıyla, cihazın tek bir tarafı modellenmiştir. Buna göre üç boyutlu akış bölgesi Şekil 7.15'te görülmektedir.



Şekil 7. 15 İzotermal akış modeli

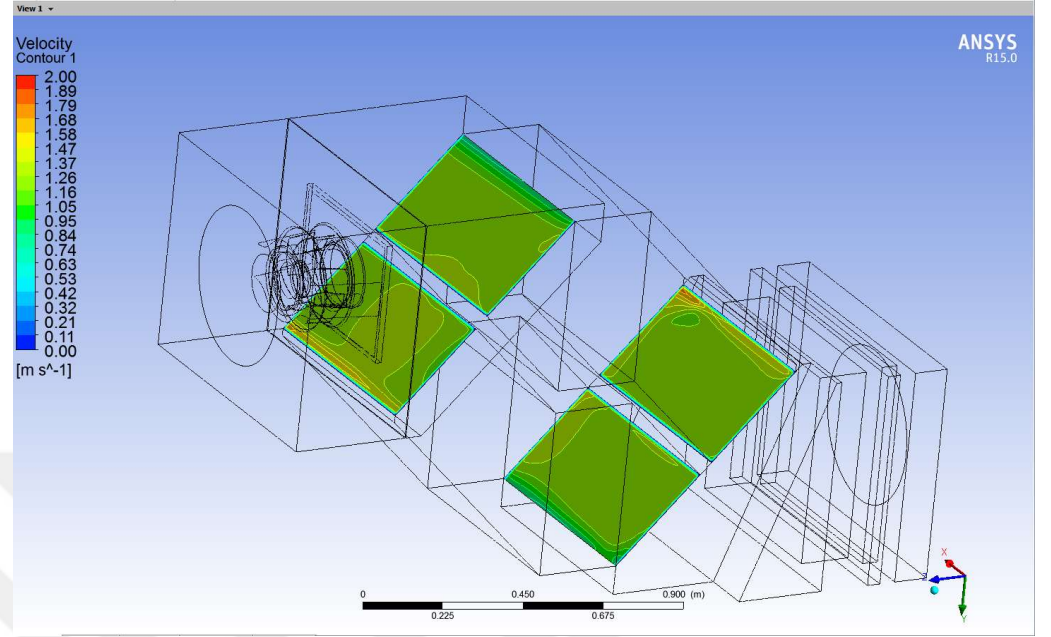
ANSYS Fluent yazılımının standart yakınsama kriterlerine ek olarak, çekirdek çıkış yüzeyindeki ortalama hız ve statik basınç ile fan çarkı üzerindeki moment katsayısının iterasyon sayısına bağlı değişimi gözlenmiştir (Şekil 7.16). Ek yakınsama kriterlerindeki değişimler iterasyon sayısı arttıkça azalmaktadır. Bu sonuca ulaşıldığında analiz sonlandırılmıştır.



Şekil 7. 16 Yakınsama kriterlerinin iterasyon sayısına bağlı değişimleri

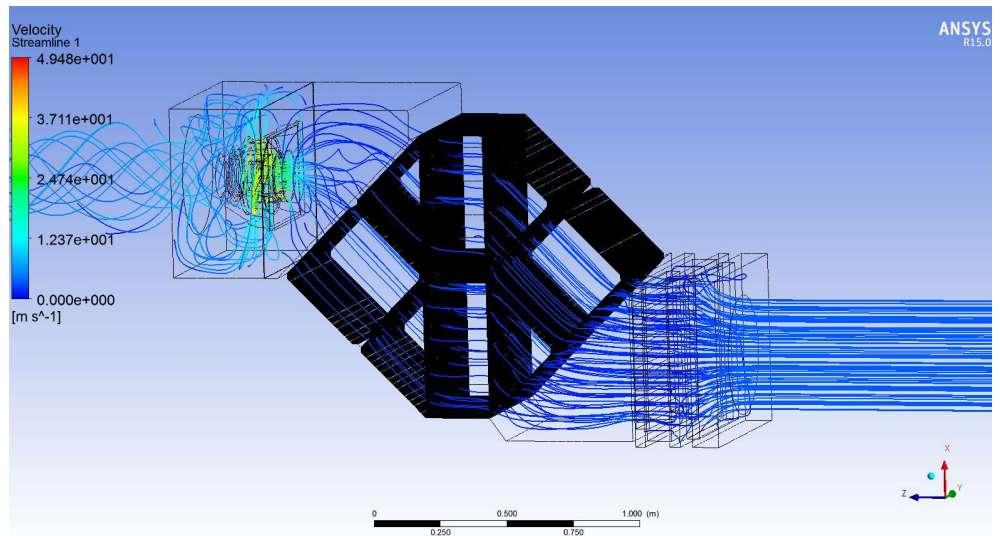
İzotermal analiz sonucu oluşan hız konturları ve akım çizgileri Şekil 7.17, 7.18 ve 7.19’da gösterilmektedir. Bu görüntüler “Post Process” modulünde gerekli düzlemler kullanılarak oluşturulmuştur. Ünite verimliliğini etkileyen etmenlerden birinin de ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki hava profili olduğu düşünülürse, Şekil 8.17’de gösterilen ısı değiştirici hız konturları bu etkinin görülmesine yardımcı olmaktadır. Analiz programlarının en büyük avantajlarından biri test veya teorik hesaplamalarla belirlenmesi çok güç olan bu konturların kolayca görüntülenmesidir. Bu konturların oluşmasında cihaz gövde geometrisinin ve fan

konumunun etkisi büyüktür. Verim artırılması amaçlanan projelerde bu iki özellik değiştirilerek optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilebilmektedir.

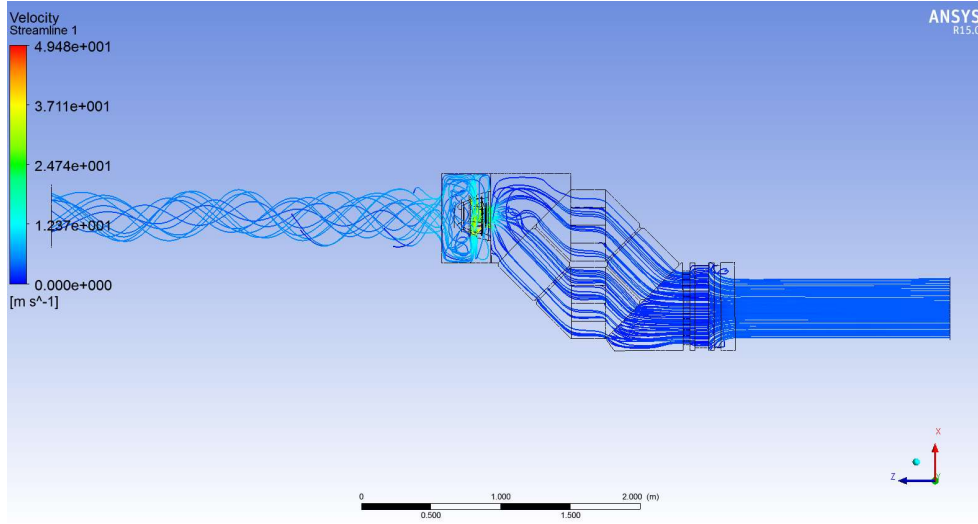


Şekil 7. 17 İzotermal analiz sonuçları: Isı değiştirici giri ve çıkışındaki hava hızı konturları

Şekil 7.18 ve 7.19’da gösterilen akım çizgileri havanın gövde geometrisi ve komponentler üzerinden geçişinin anlaşılmasını kolaylaştırmaktadır. Akım çizgilerine bakarak havanın hangi bölgelerde girdap oluşturarak enerji kaybına neden olduğu saptanabilmektedir.



Şekil 7. 18 İzotermal analiz sonuçları: Akım çizgileri-1



Şekil 7. 19 İzotermal analiz sonuçları: Akım çizgileri-2

Şekil 7.19’da fan çıkışında görülen akım çizgilerinin dairesel hareketleri fanın üfleme tarafında statik basınç veya debi ölçümü yaparken düzleştirici kullanmanın önemini anlaşılmaktadır.

İzotermal analiz sonucunda ısı değiştiricide oluşan basınç düşümünün deney ve katalog verisiyle karşılaştırması Tablo 7.4’te gösterilmiştir.

Tablo 7. 4 Isı değiştirici basınç düşümü değerinin katalog ve test verileriyle kıyaslanması

	Basınç Düşümü [Pa]	Deneye Göre Bağlı Hata [%]	Kataloga Göre Bağlı Hata [%]
Katalog Verisi	134,00	-	-
Deney	134,00	-	-
HAD	121,37	7,35	9,43

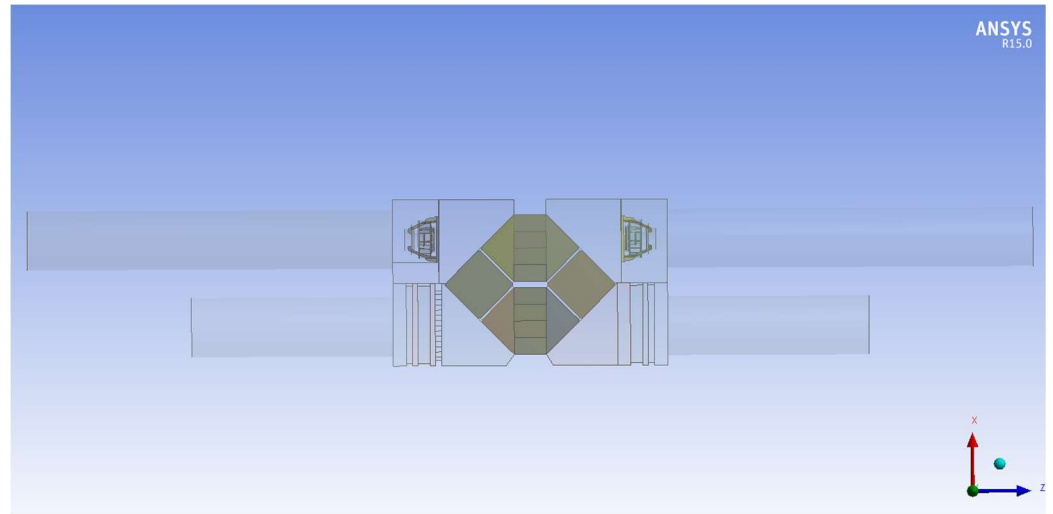
Bu kıyaslamaya göre analiz sonucunun katalog verisine göre bağlı hatası %9.43 ‘tür. Isı değiştirici iç kanallarının tam olarak modellenmediği düşünülürse bu sonuç kabul edilebilir mertebelerdedir.

7.4 Isıl Analizler

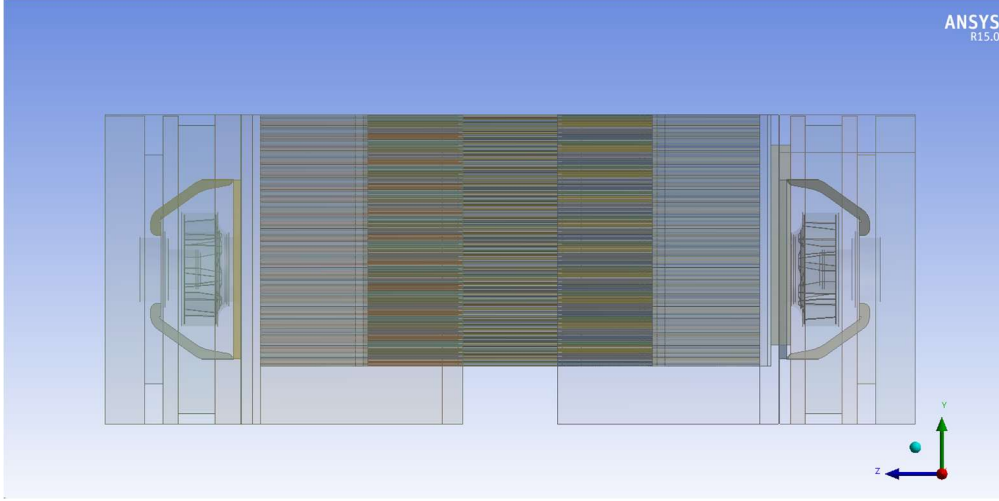
İzotermal akış analizlerinde, cihazın yalnızca taze hava hattı kullanılmış, diğer hattın da geometrik olarak aynı olması dolayısıyla bulunan sonuçlar iki hat için de geçerli olarak kabul edilmiştir. Isı transferi içeren akış simülasyonları için, her iki hattın da analize dahil edilmesi gerekmektedir. Sonlu hacimler yöntemi temelli Ansys Fluent 15 yazılımı ile daimi, üç boyutlu, sıkıştırılamaz, türbülanslı, ısı transferi içeren akış kabulleri altında çözüm yapılmıştır. Isı transferi içeren akış analizlerinde süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerine ek olarak enerji denklemi çözülmekte ve sıcaklık alanı hesaplanmaktadır. Sıkıştırılamaz ideal gaz yaklaşımı ile cihaz içindeki yoğunluk değişimleri hesaplanmıştır. Bu modelde yoğunluk basınç değişimlerinin küçük olduğu kabulü ile yalnızca sıcaklığa bağlı değişmekte olup Denklem 7.4 ile hesaplanmaktadır.

$$\rho = \frac{P_{i\dot{s}}}{\frac{R}{M_w} T} \quad (7.4)$$

Burada $P_{i\dot{s}}$, R ve M_w , sırasıyla işletme basıncı, evrensel gaz sabiti ve gazın molekül ağırlığı olup bu değerler sabittir. Türbülans modeli olarak tüm analizlerde “ $k - \varepsilon$ Realizable Türbülans Modeli” kullanılmıştır. Cihazın her iki tarafını da içeren akış bölgesi şekil 7.20’de, geometrinin üstten görünüşü şekil 7.21’de verilmektedir.



Şekil 7. 20 Isıl analiz akış geometrisi



Şekil 7. 21 Geometrinin üstten görünüşü

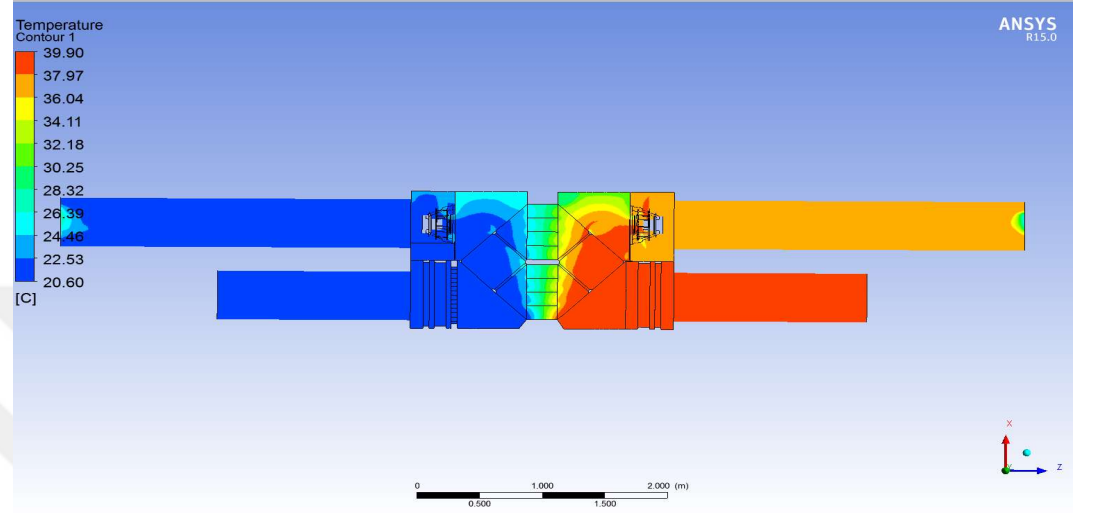
Isıl analizde, izotermal analizden farklı olarak taze hava ve egzoz havası giriş sıcaklıkları belirtilmiş ve “Enerji Denklemi” açık konuma getirilmiştir. Ek olarak kullanılan değerler Tablo 7.5’te belirtilmiştir.

Tablo 7. 5 Isıl analiz simülasyon girdileri

Simülasyon girdisi	Değer
Havanın yoğunluğu (kg/m^3)	Sıkıştırılamaz ideal gaz yaklaşımı
Havanın dinamik viskozitesi (kg/ms)	1.79E-05
Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)	0,0242
Havanın özgül ısısı (J/kgK)	1006,43
Sıcak akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	39,9
Soğuk akışkan giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	20,6

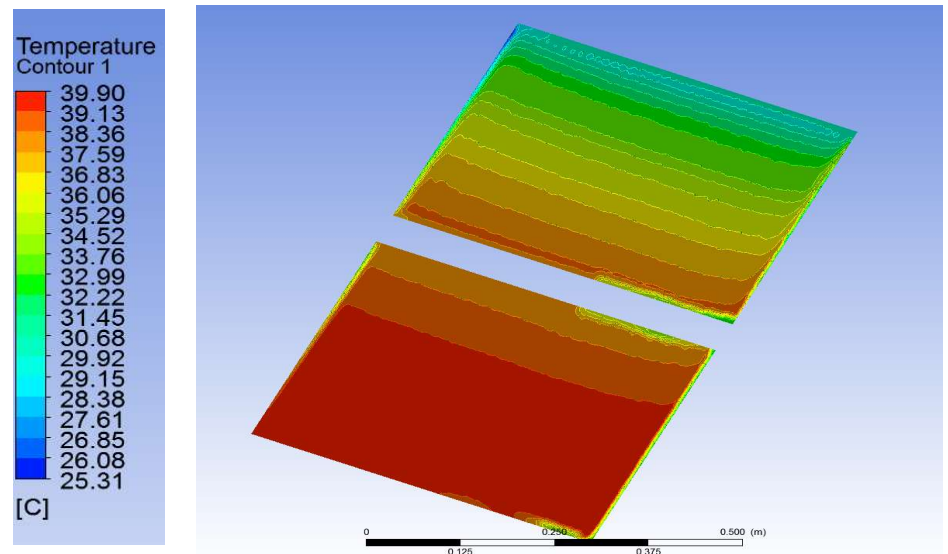
Toplam hücre sayısı 61688923’tür. Eleman sayısının yüksek olması ve enerji denkleminin açık olması nedeniyle analiz 10 gün sürmüştür. Yakınsama kriteri olarak izotermal analiz değerlerine ek olarak çıkış sıcaklıkları izlenmiş ve alan ağırlıklı ortalama sıcaklıklar sabitlenene kadar analiz devam ettirilmiştir.

Analiz bitiminde model, sıcaklık değişimlerinin ve hava akımlarının görüntülenebilmesi için post process modülüne alınmıştır. Şekil 7.22’de cihaz içindeki sıcaklık dağılımı, modelin ortasından geçen düzlem üzerinde gösterilmektedir. Bu dağılımdan ısı değiştirici içerisindeki ısı transferini görmek mümkündür.

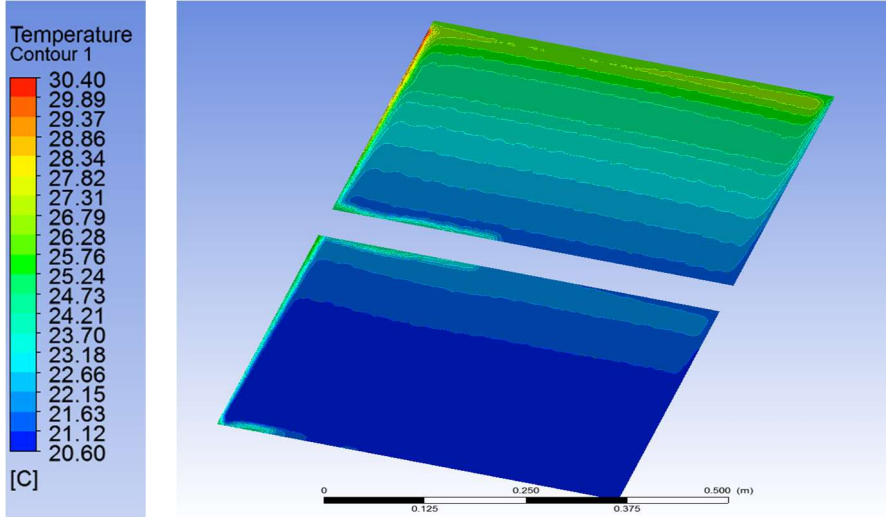


Şekil 7. 22 Isıl analiz sonucu sıcaklık konturları

Şekil 7.23 ve 7.24’te ısı değiştirici çıkışlarındaki sıcaklık konturları gösterilmektedir. Sıcaklık konturlarının karşıt akışlı ısı değiştiricide beklenildiği üzere sıcaktan soğuğa doğru geçiş oluşturacak şekilde olduğu gözlemlenmiştir.

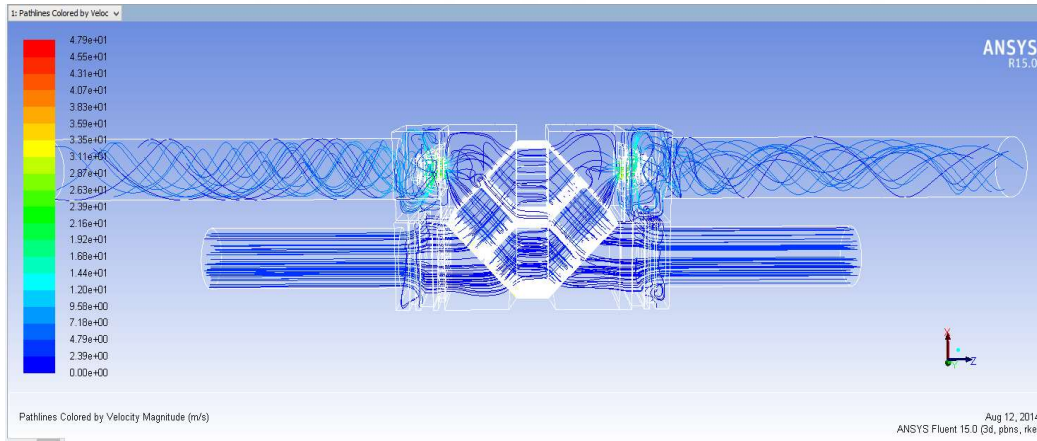


Şekil 7. 23 Isı değiştiricide taze hava çıkış sıcaklık konturları



Şekil 7. 24 Isı değıştiricide egzoz havası çıkış sıcaklık konturları

Şekil 7.25'te hava akışının cihaz içerisinde yönelimini gösteren hıza bağlı akım çizgileri yer almaktadır. Ters akışlı ve çapraz akışlı ısı değıştiric bileşenlerinin bir araya gelerek oluşan kombi ısı değıştirici modeli içindeki akım çizgileri, yüksek kanal sayısına sahip ısı değıştirici bloklarının doğru modellendiğine dair nitel bir değerlendirme imkanı sunmaktadır.



Şekil 7. 25 Isıl analiz sonucu akım çizgileri

Isı değıştiriciden çıkan sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları, alan ağırlıklı ortalama olarak hesaplanmıştır. Buna göre ısı değıştirici çıkış sıcaklıkları, taze hava için 35,58 °C ve egzoz havası için 23,61 °C'dir. Taze hava tarafına transfer edilen ısı:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{i2} - T_{i1}) \quad (7.5)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = 1,2 \cdot 2000 / 3600 = 0,667 \text{ kg/s} \quad (7.6)$$

$$Q = 0,667 \cdot 1006,43 \cdot (35,58 - 20,6) = 10055,9 \text{ W} = 10,056 \text{ kW} \quad (7.7)$$

Olarak hesaplanmıştır. Buna göre Şekil 7.23 ve 7.24'te verilen alan ağırlıklı sıcaklık dağılımları yardımıyla, soğuk akışkan tarafından sıcak akışkan tarafına gerçekleşen ısı transferi yaklaşık 10 kW değerindedir. Bu değer, HAD ile bulunan sıcaklık değerlerinden de beklendiği üzere, katalog verisi olan 10,5 kW değeri ile uyumludur. Debi ve ısı kapasitenin benzer olduğu kabul edilirse ısı verim:

$$\eta_t = (35,58 - 20,6) / (39,9 - 20,6) = 0,776$$

olarak hesaplanabilir. Analiz sonuçlarından fanların çektiği güç hesaplanamadığı için enerji verimliliği değeri hesaplanamamıştır.

8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Çalışmanın ilk bölümlerinde ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının performans göstergeleri, tasarım parametreleri ve kritik bileşenleri üzerinde durulmuş, enerji verimliliği hesaplamalarından ve öneminden bahsedilmiştir.

6. Bölümde performansın belirlenmesi için gerçekleştirilmesi gereken testlere değinilmiş ve test sonuçları irdelenmiştir. Gerçekleştirilen testlerin sonuçları Şekil 6.11 ve 6.12 ile Tablo 6.1’de gösterilmiştir.

7. Bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programlarından, hesaplama yöntemlerinden ve programın işleyişinden bahsedilmiştir. Isı geri kazanımlı havalandırma cihazının bileşenlerinin ve tüm sistemin modellenmesi, ağ oluşturulması ve son olarak izotermal ve ısıl analizlerinin gerçekleştirilmesinden bahsedilmiştir.

Katalog verisinden, testlerden ve analizlerden elde edilen sonuçlar Tablo 8.1’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tabloya göre soğuk akışkan tarafında (taze hava hattı) deneysel verilere dayalı bağıl hatanın en kritik değer olduğu ve %2.84 olduğu görülmektedir. Böylece ısı değiştirici bölgesinde kritik akış parametrelerine ilişkin benzeşim sonuçlarının, gerçek ölçüm verileri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Tablo 8. 1 Isı değiştiricide taze hava çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

	Sıcaklık [°C]	Deneye Göre Bağıl Hata [%]	Kataloğa Göre Bağıl Hata [%]
Katalog Verisi - Sıcak	24,20	-	-
Katalog Verisi - Soğuk	36,30	-	-
Deney - Sıcak	24,30	-	-
Deney - Soğuk	36,40	-	-
HAD - Sıcak	23,61	2,84	2,44
HAD - Soğuk	35,58	2,25	1,98

Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmeler ve öneriler şu şekilde sıralanabilir:

- Isı değiştirici katalog verisi havanın ısı değiştirici yüzeyine dik ve tüm alana eşit debide geldiği test koşulları için geçerlidir. Isı değiştirici cihaz içerisine yerleştirildiğinde giriş yüzeyine gelen hava akışı, ısı değiştirici öncesindeki geometriye ve ısı değiştirici sonrasındaki fanın konumuna bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Uniform olmayan hava akışları sonucunda ısı değiştiriciün ısı transfer alanlarından eşit oranda yararlanılamayacağı için çıkan sonuçlar her zaman katalog değerinden düşük olacaktır.
- Deneyde sıcak havayı simüle etmek amacıyla elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcı ünite giriş ve çıkışlarında takılan kanallara monte edilmiştir. Homojen bir giriş sıcaklığı yaratmak için elektrikli ısıtıcı yerine, sabit sıcaklıktaki ısıtılmış ortamdan hava çekilmesi daha doğru olacaktır. Ayrıca ısı test sırasında kanalların yalıtılması gerekmektedir.
- HAD analizlerinde ısı değiştirici modellenirken eleman sayısının azaltılması amacıyla ısı değiştirici içerisindeki kanallar modellenmemiştir. Bu durum taşınım katsayısının küçülmesine ve ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır.
- Tüm sistemin izotermal akış analizi için geçen süre 2 gündür. Isıl analiz için bu süre 10 gündür. Fan ve karşıt akışlı ısı değiştirici gibi kompleks yapıları bileşenlerin bulunduğu sistemlerde ısı analiz için yüksek performanslı bilgisayar yatırımı yapmak gerektiği ve alınan sonuçların karşılaştırılabileceği yazılım, test, teorik hesaplama vb. yöntemlerin kullanılması gerektiği söylenebilir.
- Isıl analiz için yeterli alt yapının bulunmadığı durumda çeşitli izotermal akış analizleri ile optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir. Gerçekleştirilen projede amaç yüksek enerji

verimliliğine ulaşmaktır. Bunun için optimize edilebilecek en önemli parametre ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki hava hız dağılımının homojenliğidir. HAD programları ile fanların konumu ve cihaz boyutu, gerçek cihaz üzerinde yapılabileceğinden çok daha kısa bir sürede değiştirilerek optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilebilir.



KAYNAKLAR DİZİNİ

Anjun, J., Li Yanzhong, C.C., and Zhang, R., 2003, Experimental Investigation on Fluid Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers, Heat Transfer Engineering, 4: 25-31.

ANSI / ASHRAE Standard 55, 2004, Thermal environmental conditions for human occupancy.

Bhutta, M.M.A., Nasir H., Muhammad H.B., Ahmer R.K., Kanwar N.A., and Sarfaraz K., 2012, CFD Applications in Various Heat Exchangers Design: A Review, Applied Thermal Engineering, 32p.

Bilir, L., Zafer I., ve Aytunç E., 2012, Numerical Optimization of a Fin-tube Gas to Liquid Heat Exchanger, International Journal of Thermal Sciences, 24:59-72.

Mardiana-Idayu, A., and S,b, Riffat, 2012, Review on Heat Recovery Technologies for Building Applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16,2: 1241-255.

Nield, D.A., and Adrian B., 1992, Convection in Porous Media, Springer-Verlag, New York, 250p.

Karşı, S., Güllüce, H., Saraç, H., 2011, Isıtma Ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Maliyetlerinin Karşılaştırılması, Ulusal İklimlendirme Kongresi İklim, 41. Bildiri.

Ranganayakulu, Ch., K,n, Seetharamu, and K,v, Sreevatsan, 1996, The Effects of Inlet Fluid Flow Nonuniformity on Thermal Performance and Pressure Drops in Crossflow Plate-fin Compact Heat Exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer 40: 27-38.

Sun, L., and Chun-Lu Z., 2014, Evaluation of Elliptical Finned-tube Heat Exchanger Performance Using CFD and Response Surface Methodology, International Journal of Thermal Sciences, 75: 45-53.

Wen, J., and Yanzhong L., 2004, Study of Flow Distribution and Its Improvement on the Header of Plate-fin Heat Exchanger, Cryogenics 44, 11: 823-31.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Yaïci, W., Mohamed G., and Evgueniy E., 2013, Numerical Analysis of Heat and Energy Recovery Ventilators Performance Based on CFD for Detailed Design, *Applied Thermal Engineering* 51,1-2: 770-80.

Zhang, L., 2009, Flow Maldistribution and Thermal Performance Deterioration in a Cross-flow Air to Air Heat Exchanger with Plate-fin Cores, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52,19-20: 4500-509.

Zhang, Z., and Yanzhong L., 2003, CFD Simulation on Inlet Configuration of Plate-fin Heat Exchangers, *Cryogenics* 43,12: 673-78.

Arslan, M., 2010, Klima Santrallerinde Atık Isı Geri Kazanımının Enerji Verimliliği Açısından İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, 77s.

Baba, E., 2009, Klima Santrallerinde Enerji Ekonomisi, Yüksek Lisans Tezi, 65s.

Bulgurcu, H., 2001, Lokal Isı-Enerji Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazlarının Tasarımı. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 141-150.

Büyükalaca, O., Bulut, H., and Yılmaz, T., 2001., Analysis of Variable-Base Heating and Cooling Degree-Days for Turkey, *Applied Energy*, 269-283.

Çakmanus, İ., 2013, Havalandırma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, *Yeşil Bina Dergisi*, 22:44-52

Çangarlı, C., 2008, Air To Air Heat Exchanger Performance. Yüksek Lisans Tezi, 78s.

Çimen, F. 2006. Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi.

Demirel, Ö., 2001, Klima Sistemlerinde Isı Geri Kazanımı, *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 16:30-32.

Doba, F., 1996, Reküperatif Tip Eşanjörlerin Optimizasyonu ve II. Kanuna Göre Değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi.

Doba, F., ve Oğulata, R., 1997, Endüstriyel Hava Şartlandırılmasında Isı Geri Kazanımının Uygulanması. III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Guo, Z., Liu, X., Tao, W., & Shah, R., 2010, Effectiveness–Thermal Resistance Method for Heat Exchanger Design and Analysis, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2877-2884.

Güngör, A., 1993, Bazı Isı Değiştiricilerle Geri Kazanım Sistemleri, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 21-28.

Güngör, A., 1993, Enerji Geri Kazanım Sistemleri. I. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 415-450.

Güven, K. O., 2003, Havadan Havaya Isı Geri Kazanım Sistemleri. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi.

Şentürk, U., Altın, M., Ağar, G., Aktakka, S., Toksoy, M., 2015, Bir Isı Geri Kazanım Cihazının Performans Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.

Koyuncu, T., 1998, Havanalandırmada Kullanılabilecek Çapraz Akımlı Plakalı ve Petekli Tip Isı Eşanjörlerinin Tasarımı ve Yapımı, Doktora Tezi, 82s.

Küçük, S., 2006, Isı Geri Kazanım Cihazlarının Bazı Şehirlerdeki Yıllık Toplam Isıtma ve Soğutma Kazançları. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 13-19.

Şahan, M., 2000, HVAC Uygulamalarında Isı Geri Kazanımı. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 40-51.

Şahan, M., 2003, Isı Geri Kazanım Eşanjörlerinin Kullanım Opsiyonları. Tesisat Mühendisleri Dergisi, 34-47.

Şahan, M., 2005, İklimlendirme Sistemlerinde Isı Geri Kazanımı. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 5-12.

Wetter, M., 1999, Simulation Model Air-to-Air Plate Heat Exchanger, Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 12s.

Yin, J., & Jensen, M. K., 2003, Analytic Model for Transient Heat Exchanger Response, International Journal of Heat and Mass Transfer, 3255-3264.