

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİREYSEL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE TAZE
HAVA KULLANILMASININ PERFORMANS
PARAMETRELERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Adem AKSOY

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN (YTÜ)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. GEREKSİNİM ANALİZLERİ ve KAVRAM GELİŞTİRME	3
2.1 Patent Araştırması	3
2.2 Literatür Araştırması.....	17
2.2.1 Hava Kalitesi ve Havalandırma	17
2.2.2 Klima Cihazı İç Ünite HAD Analizi.....	20
2.3 Pazar Araştırması ve Analiz	24
2.4 Benchmark Çalışması	27
2.5 Problemin Teknik Olarak İncelenmesi	38
2.5.1 Kanal Basınç Kaybı	38
2.5.2 Fan Seçimi	39
2.5.3 Filtre Seçimi	43
3. ANALİZ ÇALIŞMALARI	45
3.1 Deney Düzeneği ve Aletleri (Hava Debisi Testleri)	45
3.2 HAD Analizi İçin Ön Test Çalışmaları	47
3.3 Evaporatörsüz İç Ünite HAD Analizleri – 2B	48
3.4 Evaporatörlü İç Ünite HAD Analizleri – 2B.....	52
3.5 Taze Havalı İç Ünite HAD Analizleri – 2B	54
3.5.1 Evaporatör Öncesinden Taze Hava Üflenmesi – 2B	55
3.5.2 Evaporatör Sonrasında Taze Hava Üflenmesi – 2B	58
3.6 Taze Havalı İç Ünite HAD Analizleri – 3B	60
3.6.1 Evaporatör Öncesinden Taze Hava Üflenmesi – 3B	60
3.6.2 Evaporatör Sonrasında Taze Hava Üflenmesi – 3B	64
3.7 Taze Havalı Tüm Sistem HAD Analizi – 3B.....	67
4. TASARIM ve TEST ÇALIŞMALARI.....	69
4.1 Deney Düzeneği ve Aletleri (Kapasite Testleri)	69
4.2 Üfleme Aparatı Yapısal Tasarımı	70
4.3 Taze Havalı Klima Cihazı Kapasite Testleri.....	71
4.4 3B-HAD Analizleri ile Testlerin Karşılaştırılması	72
5. SONUÇLAR	73

KAYNAKLAR.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	77

SİMGE LİSTESİ

C_i	Kirletici maddenin iç ortamdaki konsantrasyonu [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]
C_o	Kirletici maddenin dış ortamdaki konsantrasyonu [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]
S	Kirlilik kaynağının üretim gücü [$\mu\text{g}/\text{s}$]
Q_{oa}	Havalandırma miktarı [m^3/s]
ΔP	Basınç değişimi [Pa]
V	Hız değerinin büyüklüğü [m/s]
h_m	Kanaldaki basınç düşümünün uzunluk cinsinden değeri [m]
f	Sürtünme faktörü [-]
L	Kanal uzunluğu [m]
k	Şekil kayıp katsayısı [-]
D	Hidrolik çap [m]
g	Yer çekimi ivmesi [m/s^2]
ρ	Havanın yoğunluğu [kg/m^3]
Re_d	Hidrolik çap için Reynolds sayısı
e	Kullanılan malzemenin pürüzlülüğü [mm]
d	Kanal hidrolik çapı [mm]
S_i	Momentumun korunumu denklemindeki kaynak terimi
C_0, C_1	Ampirik değişkenler [-]
k	Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
ε	Türbülans kinetik enerjisi yayılım katsayısı [m^2/s^3]

KISALTMA LİSTESİ

HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
BDT	Bilgisayar Destekli Tasarım
IDPH	The Illinois Department of Public Health
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
EPA	Environmental Protection Agency
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
PIV	Particle Image Velocimetry
AMCA	The Air Movement and Control Association
HEPA	High efficiency particulate air
ULPA	Ultra low particulate air
2B	İki boyut
3B	Üç boyut

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan sistemde oksijen jeneratörünün konumu [1]..... 3
Şekil 2.2	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan sistemde nem tutucu zeolit ve filtre konumlandırılması [1] 3
Şekil 2.3	Bahsedilen firma tarafından iç üniteye eklenen taze hava sistemi [1] 4
Şekil 2.4	Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde taze hava kanalının konumlandırılması [1] 5
Şekil 2.5	Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde alınan taze havanın evaporatör üzerinden geçirilmesi [1]..... 5
Şekil 2.7	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan azot ayrıştırıcı [1] 7
Şekil 2.8	Bahsedilen firmanın tasarladığı tavan tipi klimalar için taze hava sistemi [1]... 7
Şekil 2.9	Bahsedilen firmanın tasarladığı egzoz ve taze hava yönlendirme sistemi [1].... 8
Şekil 2.10	Bahsedilen firmanın tasarladığı taze hava kanalı bağlantı yapısı [1] 8
Şekil 2.12	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan taze hava ünitesi [1] 9
Şekil 2.13	Bahsedilen firmanın tasarladığı dış ünite üzerinde yer alan taze hava ünitesi [1] 10
Şekil 2.14	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan fan sistemi [1]..... 11
Şekil 2.15	Bahsedilen firmanın taze hava sisteminde su sızıntısı problemine getirdiği çözüm [1] 12
Şekil 2.16	Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde solda, elemanların montajı sonucu oluşan tasarım ve sağda, kapağın ve ara bağlantı aparatının sabitlenmesi [1] . 12
Şekil 2.17	Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde drenaj kanalı [1]..... 13
Şekil 2.18	Bahsedilen firmanın tasarımının demonte resmi [1] 13
Şekil 2.19	Bahsedilen firmanın tasarımının solda, alt kısmın üstten ve sağda, iç ünitenin önden görünüşü [1]..... 14
Şekil 2.20	Bahsedilen firmanın tasarladığı havalandırma kutusunun içeride veya dışarıda konumlanabildiği sistemler [1]..... 14
Şekil 2.21	Bahsedilen firmanın tasarladığı havalandırma kutusunun iç yapısı [1] 15
Şekil 2.22	Bahsedilen firmaya ait havalandırma kutusunun çeşitli şekillerde konumlandırılması ile oluşan sistem tasarımları [1] 15
Şekil 2.23	Bahsedilen firmanın patentinde bahsedilen ısı kazancı eşanjörü olarak kullanılabilecek selülozik ve kanatlı borulu eşanjörler [1] 15
Şekil 2.24	Bahsedilen firmanın solda, hava transfer aparatının resmi ve sağda, taze hava ve oda havası akımlarının hareketi [1] 16
Şekil 2.25	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan ısı geri kazanımlı sistem [1] 17
Şekil 2.26	Bahsedilen firma tarafından tasarlanan, merkezi klima sisteminde kanal vasıtasıyla taze hava sağlanması [1]..... 17
Şekil 2.27	Hibrid çözüm ağı (Shih vd., 2007) 21
Şekil 2.28	Çözüm ağının geniş kısmının modellenmesi (Shih vd., 2007)..... 21
Şekil 2.29	Modelin iç kısmının modellenmesi (Shih vd., 2007) 22
Şekil 2.30	Analiz sonucunda “Pa” cinsinden oluşan toplam basınç kontürleri ve vorteksin oluşumu (Shih vd., 2007) 22
Şekil 2.31	Çapraz akışlı fanlarda oluşan akım profili (Gabi vd., 2003) 23
Şekil 2.32	Çapraz akışlı fan HAD analizi için kullanılan sınır şartları Gabi vd. (2003) ... 23
Şekil 2.33	(a) HAD çözümü, (b) PIV çözümü Gabi vd. (2003) 24
Şekil 2.34	A firmasına ait taze havalı split klima [2]..... 24
Şekil 2.35	A firmasının ürününe ait taze hava ve nemlendirme sistemi [2] 25

Şekil 2.36	A firmasına ait klimanın 32 m ³ /h'lik havalandırma kapasitesi ile ortalama büyüklükteki bir odayı (26 m ² taban alanı ,2.4 m tavan yüksekliği) 2 saat içinde temiz havayla doldurabildiği ifade edilmektedir [2]	25
Şekil 2.37	B firmasına ait taze havalı split klima sistemi [3]	26
Şekil 2.38	C firmasının tasarladığı cihaz [4]	26
Şekil 2.39	Benchmark ürününün dıştan görünüşü [2].....	27
Şekil 2.40	Benchmark ürününde taze havanın iç ortama iletilmesini sağlayan elemanlar	28
Şekil 2.41	Benchmark ürünü iç ünite elemanları	28
Şekil 2.42	Taze havanın iç üniteye aparat vasıtasıyla üflenmesi	29
Şekil 2.43	Benchmark ürünü taze hava aparatı ve bağlantı şekli	29
Şekil 2.44	Benchmark ürünü taze hava aparatının boyutları	29
Şekil 2.45	Taze hava aparatının konumu	30
Şekil 2.46	Üfleme aparatı kartuşu	30
Şekil 2.47	Üfleme aparatı filtresi.....	30
Şekil 2.48	Üfleme ağız boyutları.....	31
Şekil 2.49	Benchmark ürünü kitinin iç yapısı ve dıştan görünüşü.....	31
Şekil 2.50	Havalandırma/nemlendirme borusu bağlantısı	32
Şekil 2.51	Taze hava borusunun yapısı.....	32
Şekil 2.52	Taze hava fanı ve casing	32
Şekil 2.53	Taze hava fanı elemanlarının ölçüleri	33
Şekil 2.54	Fanı ve nem tutucuyu kapatan kapak	33
Şekil 2.55	Egzoz fanının kapaklı ve kapaksız görünüşü.....	33
Şekil 2.56	Nemlendirme ve egzoz fanının ölçüleri	34
Şekil 2.57	Nemlendirme elemanı	34
Şekil 2.58	Sarı renkli iç ortama gönderilecek taze hava ve yeşil renkli nemi alınacak taze havanın kit içindeki hareketi	35
Şekil 2.59	Nemlendirme ünitesi rezistansının yapısı	35
Şekil 2.60	Nem tutucu diskin yapısı.....	36
Şekil 2.61	Damper mekanizması.....	36
Şekil 2.62	Nemlendirme termistörü	37
Şekil 2.63	Konum anahtarı	37
Şekil 2.64	Basınç düşümünün boru çapına ve debiye göre değişimi.....	39
Şekil 2.65	Eksenel fana ait debi-basınç, debi-ses seviyesi, debi-verim karakteristik eğrileri [5]	40
Şekil 2.66	Santrifüj fana ait debi-basınç, debi-ses seviyesi, debi-verim karakteristik eğrileri [5]	41
Şekil 2.67	Saat yönünde dönen fan ve oluşan girdap ve girdabı ortadan kaldıran akış düzleştirici kullanımı (AMCA, 2003)	41
Şekil 2.68	(a) Uygun olmayan dirsek bağlantısı ve (b) uygun dirsek bağlantısı (AMCA, 2003).....	42
Şekil 2.69	Fan çıkışında kanal ayrılmasının uzun veya kısa oluşu sonucunda oluşan akış profilleri (AMCA, 2003)	42
Şekil 2.70	(a) Yanlış kanal bağlantısı ve (b) doğru uygulama (AMCA, 2003).....	43
Şekil 3.1	Fan motor devri ayar cihazı	46
Şekil 3.2	Stroboskop	46
Şekil 3.3	İç ünite debi ölçümü	47
Şekil 3.4	Kontrol yüzeyi giriş - çıkış sınır şartları	48
Şekil 3.5	Kontrol yüzeyi iç bölgesinin modellenmesi	49
Şekil 3.6	Kontrol yüzeyi iç bölgesi sınır şartları	49
Şekil 3.7	İç ünite giriş yüzeyindeki çözüm ağı tasarımı	50

Şekil 3.8	İç ünite çıkış yüzeyinde oluşturulan çözüm ağı yapısı.....	50
Şekil 3.9	Fan bölgesi çözüm ağı.....	51
Şekil 3.10	Kenarlardan referans alınarak oluşturulmuş çözüm ağı.....	51
Şekil 3.11	1000 d/d için (a) basınç kontürleri [Pa] ve (b) hız kontürleri [m/s] – evaporatörsüz model.....	52
Şekil 3.12	Evaporatör bölgesinde oluşturulmuş çözüm ağı.....	53
Şekil 3.13	1000 d/d için (a) basınç kontürleri [Pa] ve (b) hız kontürleri [m/s] – evaporatörlü model.....	54
Şekil 3.14	Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan basınç [Pa] kontürleri (300 mm genişlik)	55
Şekil 3.15	Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan hız [m/s] kontürleri (300 mm genişlik)	56
Şekil 3.16	Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan basınç [Pa] kontürleri (100 mm genişlik)	57
Şekil 3.17	Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan hız [m/s] kontürleri (100 mm genişlik)	57
Şekil 3.18	Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda genişlik farkında oluşan basınç [Pa] kontürleri	58
Şekil 3.19	Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda genişlik farkında oluşan hız [m/s] kontürleri	59
Şekil 3.20	Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesinde açının etkisini gösteren basınç [Pa] kontürleri	60
Şekil 3.21	Üç boyutlu analizlerde kullanılan çözüm ağının yan yüzeydeki yapısı.....	61
Şekil 3.22	Yan yüzeydeki elemanların sürüklenmesiyle oluşturulan çözüm ağı.....	61
Şekil 3.23	Evaporatör öncesinden taze hava üflenmiş analizde incelenen kesitler.....	62
Şekil 3.24	Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan basınç [Pa] kontürleri	62
Şekil 3.25	Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan hız [m/s] kontürleri	63
Şekil 3.26	Evaporatör öncesinden üflenmiş havanın hıza [m/s] göre renklenmiş akım çizgileri.....	63
Şekil 3.27	Evaporatör öncesinden üflenmiş havanın hıza [m/s] göre renklenmiş akım çizgilerinin yandan görünüşü.....	64
Şekil 3.28	Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan basınç [Pa] kontürleri	65
Şekil 3.29	Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan hız [m/s] kontürleri	66
Şekil 3.30	Evaporatör sonrasında üflenmiş havanın hıza [m/s] göre renklenmiş akım çizgileri.....	66
Şekil 3.31	Evaporatör sonrasında üflenmiş havanın hıza [m/s] göre renklenmiş akım çizgilerinin yandan görünüşü.....	67
Şekil 3.32	Tüm sistem analizinde kullanılan fanın debi – basınç eğrisi.....	68
Şekil 4.1	Taze hava kanalında debi ölçümü yapılan anemometre	69
Şekil 4.2	Kanal basınç düşümünün manometre ile ölçülmesi	70

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Çeşitli standartlar için sağlanması gereken iç ortam havasının özellikleri (IDPH, 2009) 19
Çizelge 2.2	EPA'ya göre havalandırma için kullanılması düşünülen dış ortam havasının sahip olması gereken özellikler (Wang, 2001)..... 20
Çizelge 2.3a	Benchmark ürününün teknik özellikleri [2] 27
Çizelge 2.3b	Benchmark ürününün teknik özellikleri [2] 28
Çizelge 2.4	Kapasite Testleri..... 37
Çizelge 2.5	Benchmark ürününün testler sonucu dB olarak ölçülen ses değerleri..... 38
Çizelge 3.1	İç ünite hava debisi değerleri (m ³ /dk)..... 48
Çizelge 3.2	Evaporatörsüz HAD analizi sonuç tablosu..... 52
Çizelge 3.3	Evaporatörlü HAD analizi sonuç tablosu 54
Çizelge 4.1	Taze havalı klima cihazı soğutma kapasitesi test sonuçları 71
Çizelge 4.2	Hava debisi testleri..... 71
Çizelge 4.3	Hesaplanan ve ölçülen iç ünite çıkışındaki debi değerleri ve taze hava kanalı basınç kaybı..... 72

ÖNSÖZ

Sn. Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN'a yüksek lisans tez çalışmamda danışman hocam olarak verdiği destek için en samimi saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Arçelik-LG Klima A.Ş.'nin ve Arçelik-LG Proje Geliştirme Takımı'nın imkanlarından faydalanarak yüksek lisans tez çalışmamı tamamlamamı sağlayan Sn. Dr. Can S. MEYDANLI'ya en samimi saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Üniversite eğitimim boyunca desteğini hiç bir zaman esirgemeyen Sn. Dr. Burak OLGUN'a en samimi saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Ar-Ge CAC Takımı çalışanı Sn. Barış Baki TANYILDIZ'a, Proje Geliştirme Takımı çalışanları Sn. Ahmet NAS'a, Sn. Çağlar YAVUZER'e, Sn. Erman ERTAŞ'a, Sn. Halime Usta YOGUN'a, Sn. Müslüm ÜÇÜNCÜ'ye, Sn. İlker YAĞCI'ya, Sn. Onur ÇAĞSAL'a, Sn. Onur ÖZDEMİR'e, Sn. Savaş AKDOĞANBULUT'a, Sn. Vedat AYSAL'a, Sn. Volkan SÜNBÜL'e ve psikrometrik oda çalışanlarının hepsine yardımları ve arkadaşlıkları için teşekkür ederim.

Sn. Dr. Barbaros BATUR'a, Sn. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR'e, Sn. Dr. Orkan KURTULUŞ'a, YTÜ araştırma görevlilerine ve çok kıymetli hocalarımın hepsine üniversite eğitimim boyunca verdikleri tüm destekler için en samimi saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tezimi yazarken kaybettiğim ve kayımdan hala derin üzüntü duyduğum dayım İsmail KRUÇ'u bu vesile ile anmak isterim.

Her şartta bana destek olan, varlıklarından huzur duyduğum Aileme en samimi sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Bu tez çalışması; gereksinim analizleri ve kavram geliştirme, analiz çalışmaları, tasarım çalışmaları olmak üzere üç ana başlıkta toplanabilmektedir.

Gereksinim analizleri ve kavram geliştirme çalışması sürecinde; patent araştırması, literatür araştırması, pazar araştırması ve analiz, benchmark faaliyetleri, problemin teknik olarak incelenmesi çalışmaları yapılmıştır. Patent araştırmasında taze havalı klima sistemleri için alınmış patentler incelenerek bu patentlerdeki tasarımlar çeşitli yönlerden olumlu ve olumsuz özellikleriyle incelenmiştir. Literatür araştırmasında, taze havalı sistemi Fluent yazılımı kullanarak simüle edebilmek için oluşturulmuş olan modelde kullanılacak geometri, sınır şartı gibi parametreler araştırılmış ve yöntem belirlenmiştir. Pazar araştırması ve analiz çalışmasında piyasada hangi ürünlerin mevcut olduğu ve nasıl özelliklere sahip oldukları incelenmiştir. Benchmark faaliyetleri sürecinde, benchmark çalışması için test edilecek üründe taze hava debisi ölçülmüş ve taze havalı sistemin cihaz kapasitesini nasıl etkilediği tespit edilmiştir. Problemin teknik olarak incelenmesi çalışmasında ise tasarlanacak cihazın sahip olması gereken elemanlar belirlenmiş ve oluşacak basınç kaybını karşılayacak fan tipi ve kanal tasarımı teorik olarak belirlenmiştir.

Analiz çalışmaları sürecinde; iç ünite HAD analizi çalışmaları sonucu basınç ve hız dağılımının belirlenmesi, basınç ve hız dağılımları sonuçlarına göre iç ünite bağlantı noktasının belirlenmesi ve tüm sistem analizi çalışmaları yapılmıştır. İç ünite HAD analizi çalışmaları sonucu basınç ve hız dağılımının belirlenmesi çalışmasında, üzerinde çalışılan cihazın, debisinin ölçülerek Fluent programından elde edilen sonuçla kıyaslanması/doğrulanması yapılmıştır. Basınç ve hız dağılımları sonuçlarına göre iç ünite bağlantı noktasının belirlenmesi ve tüm sistem analizi çalışmasında ise taze hava kanalının iç üniteye bağlantı noktasının Fluent programı analizleriyle belirlenmesi çalışması ve kanal ağzı konumlandırmasına göre seçilebilecek fanın da modele eklenmesiyle tüm sistemin Fluent yazılımı kullanılarak analizi yapılmıştır.

Tasarım çalışmasında ise yapısal açıdan iç ünite bağlantı noktasının belirlenmesi çalışması yapılmıştır. İç ortama iletilen taze havanın iç ünitenin değişik kısımlarından verilmesiyle oluşan iç ünite çıkışındaki hava debisi ve kapasite değişimlerinin testi yapılmıştır. Fluent analizleriyle elde edilmiş olan hava debisi ve basınç düşümü sonuçlarıyla testlerin karşılaştırılması/doğrulanması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Taze hava, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Fluent, klima

ABSTRACT

This thesis consists of three main sections, namely, requirement analyses and concept development, analysis studies and design studies.

Requirement analyses and concept development included activities on patent research, literature research, market research and analysis, benchmarking and technical analysis of the problem. Several patents for air conditioning systems were surveyed and their design details were studied to establish their advantages, weaknesses and properties that require improvement. The literature research concentrated on the simulation of systems with fresh air, preferably using Fluent Software Package; the parameters related to geometry and boundary conditions which could be used for our model design were studied and the method to be exploited was determined. The market research and analysis studies focused on similar products available in the market to pick up features that could be adapted to our design. During the benchmark activities, the flow of fresh air of the sample product was investigated and the influence of fresh air on the capacity of the device was measured. During the technical review of the problem, the necessary elements for a fresh air system were determined and the type of fan and duct design to minimize the expected pressure loss was studied theoretically.

During the analysis studies, the velocity and pressure distributions of the indoor unit were assessed, first utilizing the CFD software. Then the indoor unit port design was carried out based on the results of the distribution of pressure and velocity. The whole system was analyzed at the end. The experimental measurements of the flow of the device studied were compared with the CFD results obtained from Fluent software. The indoor unit port was designed according to the results of the pressure and velocity distributions. To conclude the studies, the whole system was analyzed by adding the suitable fan to the model.

In the design studies, the structural aspects of the indoor unit port were realized. The air flow distribution was tested and the change in the capacity related to the fresh air transfer to the indoor unit was assessed changing inlet conditions and position. Finally, the results of the air flow and pressure loss obtained from Fluent analyses were compared with the tests.

Keywords: Fresh Air, computational fluid dynamics, Fluent, air conditioner

1. GİRİŞ

İklimlendirme sistemlerinin kullanımının yaygınlaştığı günümüzde diğer klima cihazları gibi split klimalar da mahal konfor şartlarının kontrol edilmesine imkan sağlamaktadır. Klima santrallerinin kullanıldığı büyük sistemlerde iklimlendirilen ortam havasının CO₂ oranının havalandırma sayesinde azaltılması mümkün iken, split klima cihazında böyle bir imkan bulunmamaktadır. Bu tez çalışmasının amacı klasik split klima cihazlarında bulunmayan, konfor artırıcı bir özellik olan havalandırma fonksiyonunun cihaz iç ünitesine taze hava sağlanmasıyla mümkün kılınmasıdır.

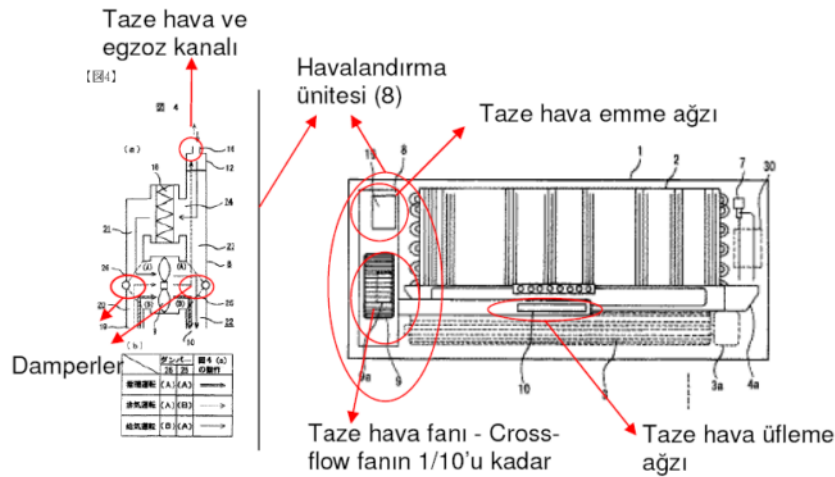
Klima cihazına taze hava sağlanmasının mümkün olduğunun irdelenmesi ve önceki çalışmaları incelemek amacıyla patent araştırması yapılmış, pazar araştırması ve analiz çalışmasıyla piyasada mevcut olan taze havalı split klima cihazlarının hangi özelliklere sahip oldukları incelenmiştir. Paralel yürüyen benchmark çalışmasıyla piyasada mevcut olan taze havalı bir split klima cihazı incelenerek, tasarlanacak cihazın sahip olması gereken özellikler ve sistem elemanları hakkında fikir edinilmiştir. Problemin teknik olarak incelenmesi sırasında taze hava iletiminde kullanılması gereken taze hava kanalının boyutlandırmasından kaynaklanacak olan basınç düşümü hesaplama yoluyla bulunmuş ve sistemin sahip olması gereken elemanlar belirlenmiştir. Taze hava iletimi iç ünite üzerindeki akış özellikleri üzerinde bozucu etki oluşturacağından, iç ünite üzerinde uygun bir üfleme bölgesinin belirlenmesi amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden (HAD) faydalanılması gerektiğine karar verilmiş, iç ünite üzerindeki hava akışının nasıl simüle edileceği literatür araştırmasıyla belirlenmiştir.

Fluent ve Gambit programlarının kullanıldığı HAD analizi çalışmaları iç ünitenin doğru simüle edilmesini hedeflediğinden, eşanjörsüz iç ünite HAD modelinin cihaz çıkış debisi değeri test sonuçlarıyla doğrulandıktan sonra modele eklenen eşanjörün kayıp katsayıları, eşanjörsüz model doğrulandığı için, mevcut test sonuçlarını sağlayacak şekilde modele eklenmiştir. Hazırlanmış olan eşanjörlü model kullanılarak iç ünitenin çeşitli noktalarından iç ortama iletilen taze havanın genel akış özelliklerini nasıl etkilediği HAD analizi programıyla incelenmiştir. İki boyutlu analizlerin sonuçlarına göre iç ünite bağlantı noktaları tespit edilmiş ve bu bölgelere konumlandırılan aparatların bilgisayar destekli tasarım (BDT) modellerinin iç ünite modeline eklenmesiyle yapılan üç boyutlu analizler sonucunda taze hava iletim performansı, program çıktısı olan iç ünite çıkışındaki debi azalmasına göre belirlenmiştir. Sistemde kullanılması düşünülen taze hava fanının modele ilave edilmesiyle sistem simülasyonu da gerçekleştirilmiştir.

Literatür, patent araştırması, HAD analizi gibi çalışmalarla teorik çalışması tamamlanan sistemin “tasarım çalışması” aşamasında BDT modeli tasarlanmış olan üfleme aparatlarının iç üniteye nasıl sabitleneceği kararlaştırılmış ve hızlı prototiplemeyle imal edilmiş aparatların montaj problemleri incelenmiştir. Taze hava kanalının aparatlar sayesinde iç üniteye değişik noktalardan sabitlenmesi sonucu oluşan taze hava debisi, soğutma kapasitesi değişimi, cihaz çıkış debisi testleri yapılmış, HAD analizi çalışmaları sonucu elde edilen basınç düşümü, hava debisi sonuçlarıyla testlerin karşılaştırılması yapılmıştır.

Nem tutucu ve oksijen zenginleştirici kullanılması cihazın maliyetini artırmıştır. Bunun yerine içerideki oksijen oranı az olan hava egzoz edilirse, oksijen zenginleştirici cihaza gereksinim kalmayacak veya azalacaktır.

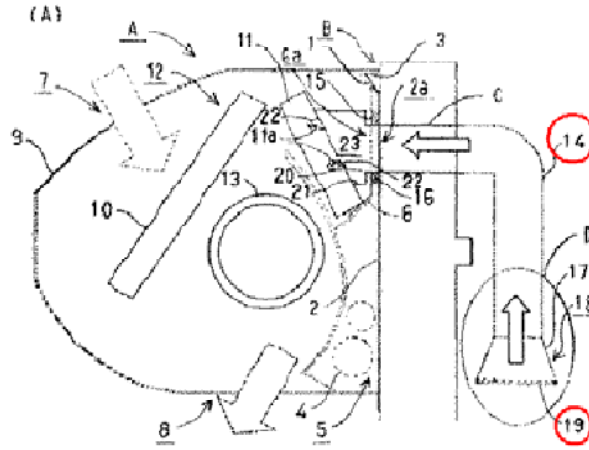
Bir firmanın JP2004353879A numaralı patentinde taze hava iç üniteye eklenmiş fan sistemi ile iç ortama iletilmektedir. Taze hava emme ve basma ünitesi (8) iç ünitenin ön görünümüne göre sağ kenarına yerleştirilmiştir. Dış ortamdan taze havanın emilmesi veya kirli oda havasının dışarıya atılmasında ek fan ile damperli kanal sistemi kullanılmıştır.



Şekil 2.3 Bahsedilen firma tarafından iç üniteye eklenen taze hava sistemi [1]

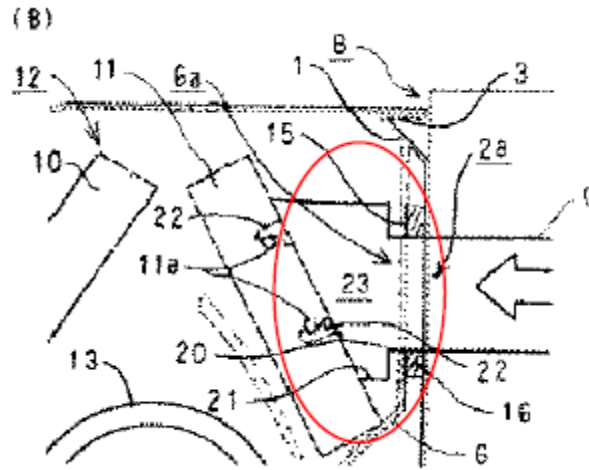
Taze hava sağlayan sistemin iç üniteye yerleştirilmesi cihaz şasisinde değişikliği zorunlu kılmaktadır. Taze hava fanının iç üniteye yerleştirilmesi, kullanıcının daha fazla yer kaplayan ve daha gürültülü bir cihazla karşılaşmasına sebep olacaktır. Cihazın dış ortamdan emme yapabilmesinin yanı sıra egzoz yapabilmesi, oksijen zenginleştirici kullanılması gereğini ortadan kaldırmıştır. Damper sisteminin kullanılması tek fan yardımıyla taze hava emmeyi ve iç ortam havasını egzoz etmeyi mümkün kılmış ve kontrolsüz dış hava girişini önlemiştir.

Bir firmanın JP2004257635A numaralı patentinde tasarımda sadece dış ortamdan iç ortama taze hava gönderimi sağlanmıştır. İç ortamdaki havanın dışarı gönderilmesine herhangi bir çözüm getirilmemektedir. Taze hava gönderimi Şekil 2.4'te gösterildiği gibi iç ünite arka tarafından giriş yapan havalandırma kanalı (14) ile sağlanmıştır. Dış ortamdan havayı çeken menfez (19) daralan bir kesitle difüzör şeklinde tasarlanmıştır. Bu şekilde menfez ağızına yerleştirilen filtrenin yarattığı basınç düşümünün etkisi difüzörde dinamik basıncın statik basınca çevrilmesi ile bir miktar azaltılabilmektedir. Patentte detay verilme de ek bir fanın kullanılması durumunda menfez ağızına (19) yerleştirilebileceği belirtilmektedir.



Şekil 2.4 Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde taze hava kanalının konumlandırılması [1]

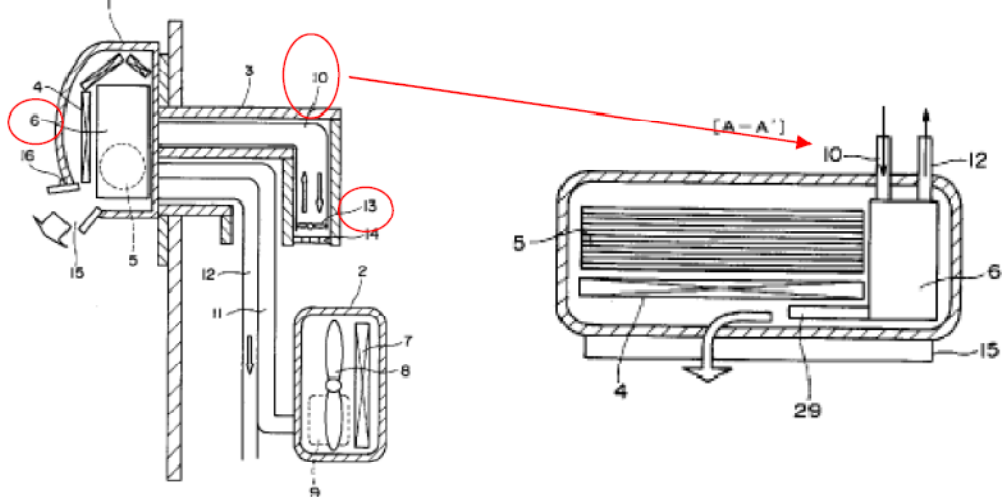
Hava kanalının iç üniteye giren basma ağzı, arka ısı değiştirici genişliği boyunca uzanacak şekilde ısı değiştiricisine monte edilmiştir. Böylece dış ortamdan emilen taze hava ısı değiştirici üzerinden geçirilerek şartlandırıldıktan sonra iç ortama gönderilmektedir.



Şekil 2.5 Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde alınan taze havanın evaporatör üzerinden geçirilmesi [1]

Sisteme dahil edildiğinde, taze havayı iletcek fan dışarıda olacağı için ses seviyesi bakımından verimli bir cihaz olacağı düşünülmektedir. Ayrıca çapraz akışlı fanın iç ortama hava iletimini sağlayabildiği durumda fazladan fan kullanılması ihtiyacı kalmamaktadır, bu durum imalat ve fiyat avantajı sağlamaktadır. Arka eşanjör tamamiyle taze hava şartlandırılmasında kullanılırken, oda havasının şartlandırılması sadece ön eşanjörden sağlanabilmektedir. Kanal sisteminde kullanılan bir damperden bahsedilmemiştir, bu durum cihazın çalışmadığı durumda dışarıyla ilişkili kontrolsüz hava akımı oluşmasına sebep olabilecektir.

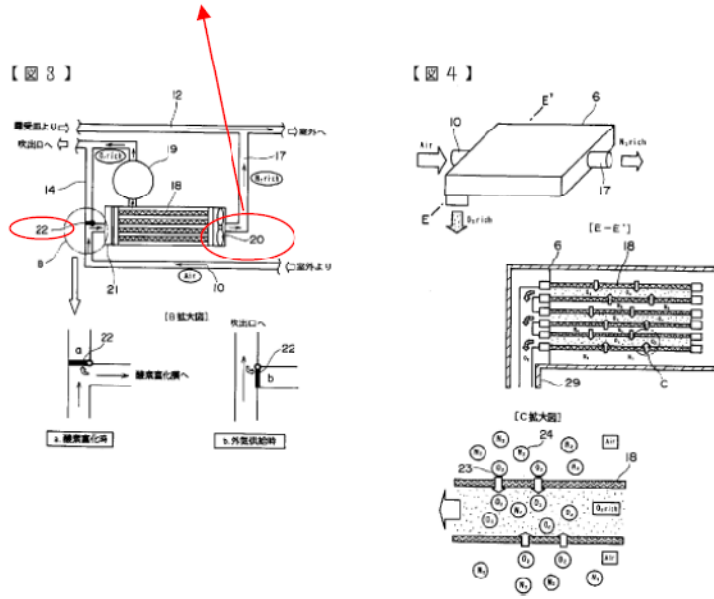
Bir firmanın JP2004108691 numaralı patentinde dış ortamdaki taze hava emilimi ve kirli iç ortam havasının dışarı gönderilmesi dış üniteden bağımsız olarak gerçekleştirilmektedir. İç ortamdan dış ortama hava gönderilmesi ve dış ortamdan iç ortama taze hava alınması aynı hava kanalı (10) içerisinde gerçekleştirilmektedir. Bu kanal direkt olarak iç ünitenin yerleştirildiği duvarın delinmesi sayesinde dış ortam ile bağlantı sağlamaktadır. Bu hava kanalının iki yönlü çalışabilmesi için ise çift yönlü fan (13) kullanılmıştır.



Şekil 2.6 Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde taze hava kanalı bağlantı yapısı (10), oksijen zenginleştirici aparat konumu (6) ve taze hava üfleme kanalı (29) [1]

Dış ortamdan emilen taze hava direkt olarak iç ortama gönderilmemektedir. Bunun yerine oksijen zenginleştirici aparat (6) üzerinden geçirilerek iç ortama basma borusu (29) yolu ile gönderilmektedir, yani temiz hava eşanjörler üzerinden geçirilmeden aparattan geçirilerek oksijen yoğunluğunun artırılması ile odaya gönderilmektedir. Oksijen yoğunluğunu arttıran aparatın (6) borulamasında Şekil 2.7'deki gibi damper (22) kullanımı gerçekleştirilmiştir. Damper b konumundayken Şekil 2.6'daki 13 numaralı fanın pozitif yönde dönmesi ile dış ortam havası aparat üzerinden geçirilmeden direkt olarak iç ortama gönderilebilmekte veya iç ortam havası, oksijen yoğunluğu azaldığında damper yine bu konumdayken direkt olarak dış ortama atılabilmektedir. Oksijen yoğunluğunu arttıran aparat (6), oksijen moleküllerinin azot moleküllerine göre 2,5 kat daha fazla çözünürlüğe sahip olması ve vakum pompasının çalışması ile membranlar içerisinde sadece oksijen geçirilmesi esasına göre çalışmaktadır. Ayrılan azot derişikliği fazla ise hava bir basma borusu ile direkt olarak drenaj borusuna bağlandığından bu şekilde dışarı atılmaktadır.

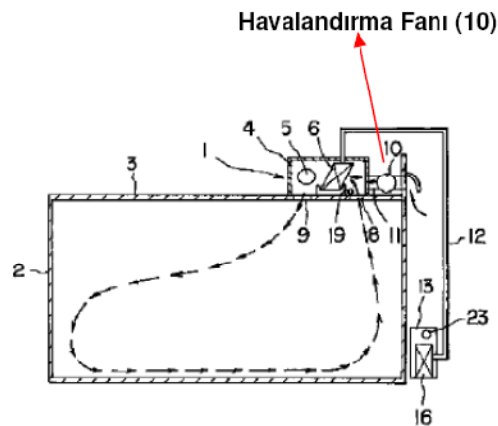
Ayrıştırılan azot gazı fan(20) ile emilerek drenaj borusu vasıtası ile dışarı atılıyor.



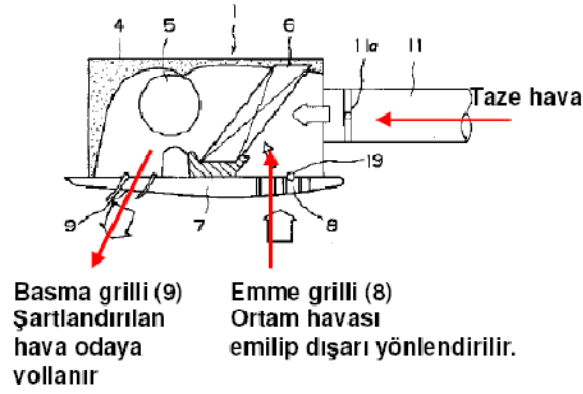
Şekil 2.7 Bahsedilen firma tarafından tasarlanan azot ayrıştırıcı [1]

Patentte mahal havası egzoz edilebilmesine rağmen odaya emilen hava oksijen zenginleştirici cihazdan geçirilmektedir. Oksijen zenginleştirici cihaz iç üniteye yerleştirildiği için iç ünite boyutları büyürken, bu işlem sırasında kullanılan vakum pompası ve azot gazı fanı hem maliyeti hem de ses seviyesini artırmıştır. Bu tarz bir tasarım kompleksliği nedeniyle imalat zorluğu da oluşturmaktadır.

Bir firmanın JP8145432 numaralı patenti tavan tipi klimalarda taze hava alımına çözüm getirmektedir. Tavan tipi klimanın (1) iç ünitesi (4), odanın (2) üzerinde tavan (3) ile aynı hizada olacak şekilde yerleştirilmiştir. İç ortama taze hava sağlanması iç üniteden dışarı açılan bir havalandırma kanalı (11) üzerinde bulunan havalandırma fanının desteği ile olmaktadır. Sadece taze hava üflenmesinde kanaldaki damper (11a) ile ayarlama yapılmaktadır.



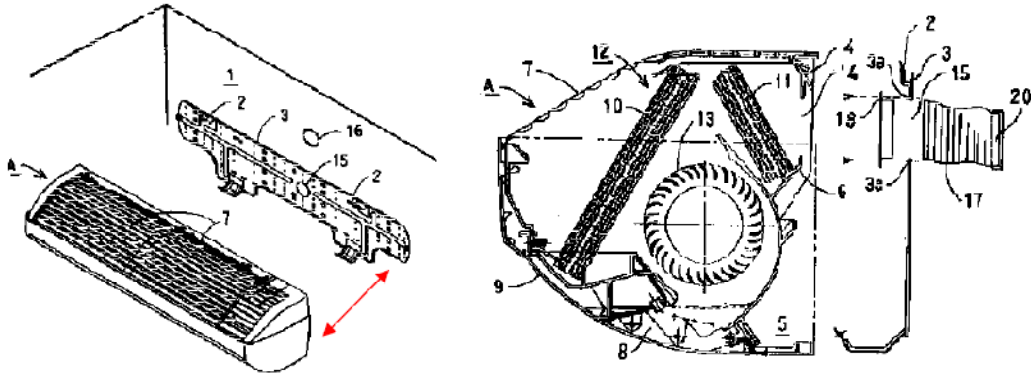
Şekil 2.8 Bahsedilen firmanın tasarladığı tavan tipi klimalar için taze hava sistemi [1]



Şekil 2.9 Bahsedilen firmanın tasarladığı egzoz ve taze hava yönlendirme sistemi [1]

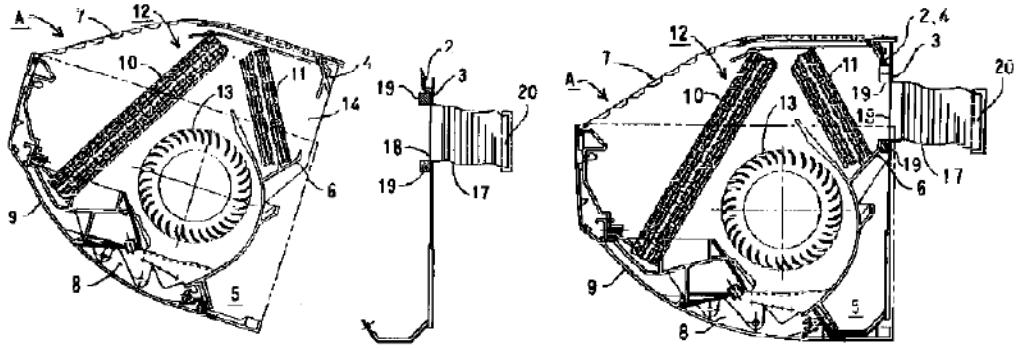
Havalandırma fanının dış ünite ile birlikte olmaması dış ünite boyutunu büyütmemiş ve havalandırma kanalı/borusu maliyetini ve oluşturacağı basınç kaybını ortadan kaldırmıştır.

Bir firmanın JP2003021358 numaralı patentinde şartlandırılan ortama taze hava sağlamak için sadece iç üniteden yararlanılmıştır. Taze hava iletimi için çeşitli havalandırma sistemi elemanlarından (fan, vakum pompası, oksijen zenginleştirici vb.) ilave yapılmamıştır. İç ünite arkasında yer alan emme bölümü (14) ile bağlantı deliği bir birine denk gelecek şekilde bir tasarım yapılmıştır. Dışarıdan gelecek olan hava kanalının (17) bağlantısını sağlayacak olan flanş (18) bağlantı deliğine yerleştirilecektir.



Şekil 2.10 Bahsedilen firmanın tasarladığı taze hava kanalı bağlantı yapısı [1]

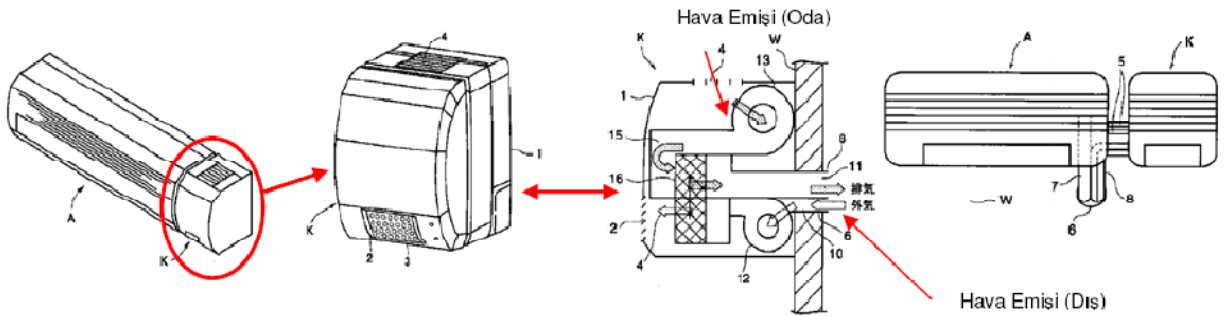
Ünite ile hava borusu arasında sızdırmazlığın bozulmaması için silindirik şekilde tıkama parçası (19) iç üniteye veya montaj plakasına yerleştirilebilmektedir. Dışarıdan girebilecek toz ve diğer maddeleri engellemek amacıyla kanalın diğer ucuna bir filtre konmuştur. Şekil 2.11’de dışarıdan gelen hava kanalı ısı değiştirici grubundaki arka eşanjörün arkasında kalan emme ağzına bağlanmıştır. Duvarda açılan delik (16), flanş (18), tıkama parçası (19) ve emme ağzı (14) aynı aksenal çizgide birleşerek hava akışı sağlanmaktadır.



Şekil 2.11 Bahsedilen firmanın bahsettiği taze hava kanalı montaj şekli (5) montaj plakasının oturacağı yer, (7) hava emiş ağız, (8) hava çıkış ağız, (9) ön Panel, (10) ısı değiştirici, (11) ısı değiştirici, (12) ısı değiştirici, (13) çapraz akışlı fan [1]

Patente havalandırma kanalı bağlantısında 19 numaralı sızdırmazlık elemanı kullanılması taze havanın sızdırma olmaksızın verimli iletilmesini sağlamıştır, bu sayede gönderilen taze hava miktarının tümü arka eşanjörden geçerek şartlanacaktır.

Bir firmanın JP2002089923 numaralı patentinde taze hava alımı ve kirlenen ortam havasının dışarı atılması dış üniteden bağımsız olarak konvansiyonel iç ünitenin yanına yerleştirilen bir ünite ile gerçekleştirilmiştir.

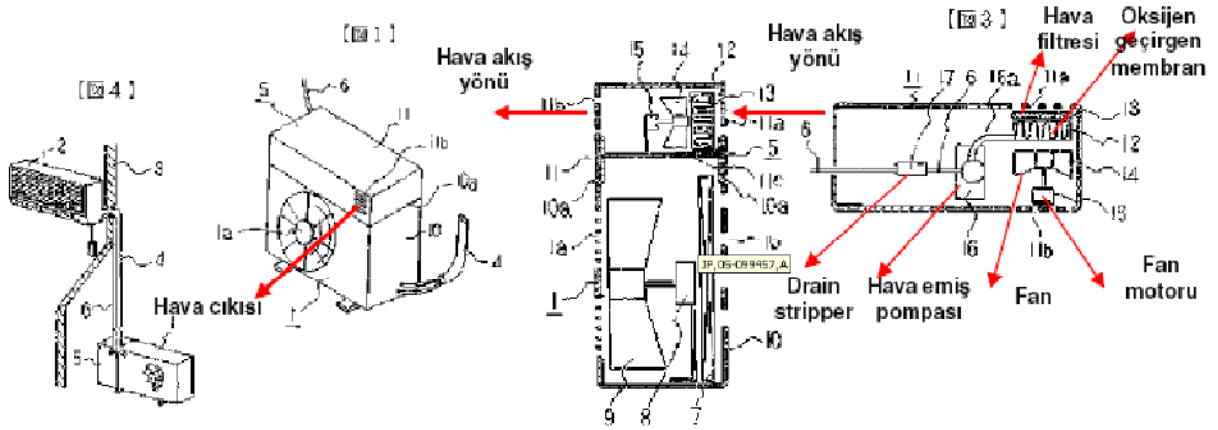


Şekil 2.12 Bahsedilen firma tarafından tasarlanan taze hava ünitesi [1]

Klimanın iç ünitesindeki ana bölüm A ile gösterilen klasik iç ünite, K ile gösterilen dış ortam havasını içeri yollayan ve ortam havasını dışarı atan bölüm daha önce belirlenen bir mesafe ile ana bölümün yanına yerleştirilmiştir. Taze hava ünitesinin (K) içine bakıldığında taze hava sağlayan kanal (10) ve oda havasını dışarı atan kanal (11) duvarı delerek dışarı açılmaktadır. Ünite içinde kullanılan fanlar (12, 13) yüksek basınçlı turbo fanlardır. Alınan taze hava ve dışarı atılacak olan hava, havadan havaya ısı değiştiriciden (heat recovery unit, 16) geçirilerek bir miktar enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Alınan taze hava ünitenin alt bölümündeki menfezden (2) odaya verilmektedir. Ortam havası ise ünitenin üst tarafında bulunan emiş bölümünden içeri çekilmektedir. İki ünite arasında görülen 5 numaralı boru ile elektrik güç kabloları, sinyal kabloları ve karşılıklı kontrol cihazlarının bağlantısının

yapılması için yerleştirilmiştir. Duvar üzerindeki havalandırma kanallarının bir birine yakın olmasının içeri alınan taze havanın kalitesini azaltıcı yönde etkilemesi beklenmektedir. Taze hava cihazının iç üniteye yer alması iç ünite boyutlarını büyütmekte ve ses seviyesini artırmaktadır. Ayrıca bilinen tek fanlı sistem tasarımları düşünüldüğünde maliyet artışı söz konusu olmaktadır. Taze hava emişi ve egzozu yapan cihazın iç ünitenin yan tarafına ayrı bir cihaz olarak ilave edilmesi cihaz taze hava sisteminin opsiyonel olarak kullanıcı tercihine bırakılması olanağı vermektedir.

Bir firmanın JP5099457 numaralı patentinde şartlandırılan ortama taze hava sağlamak amacıyla daha önce dış ünite yan tarafına yerleştirilmiş olan ünite, dış ünitenin üst tarafına yerleştirilmiştir ve dış ünitenin arka tarafındaki açıklıktan (11a) taze hava emilmektedir. Bir adet filtre ile hava içerisindeki yabancı tozlar engellenmek istenmiştir. Hava daha sonra oksijen geçirgen membrandan geçmekte ve hava pompası ile emilmektedir. Taze hava drain stripperdan (17) geçtikten sonra boru vasıtasıyla iç üniteye yollanmaktadır.

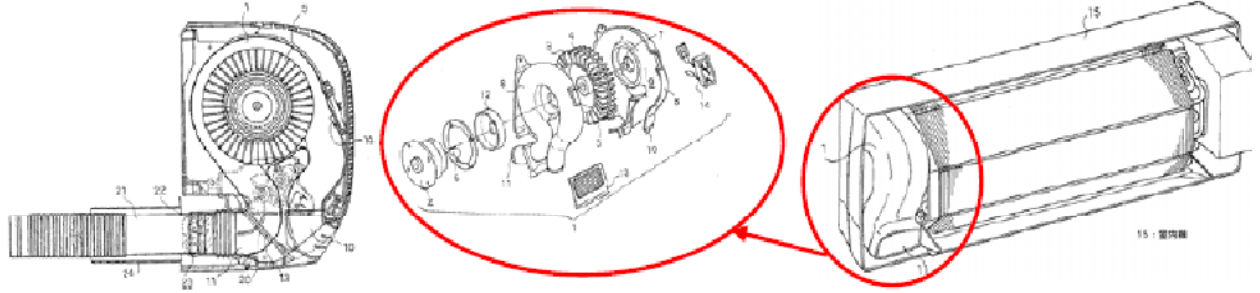


Şekil 2.13 Bahsedilen firmanın tasarladığı dış ünite üzerinde yer alan taze hava ünitesi [1]

Taze hava sağlayan sistem dış üniteye bulunduğu için ses bakımından kullanıcı daha az rahatsız olacaktır. Sistem sadece taze hava emişi yaptığından cihazda oksijen zenginleştirici kullanılmıyş, maliyet bu bakımdan artmıştır. Hava pompalarının sağladığı düşük hava debisi göz önüne alındığında cihazın taze hava debisinin düşük olacağı tahmin edilebilmektedir.

Bir firmanın JP2006329626 numaralı patentinde taze havanın iç üniteye yer alan ayrı bir fan ile dışardan emilerek iç ortama verilmesi amaçlanmaktadır. Taze hava iç ortama verilmeden önce filtreden geçirilmektedir. Patentte, genelde sadece taze hava sağlayan veya havayı egzoz eden fanların kullanımı olduğu, hem taze hava sağlayan hem egzoz yapan fan kullanılmasının çok yaygın olmadığı, böyle sistemler için iki adet fan kullanılması sistemi komplike hale getirirken aynı zamanda ünitenin boyutlarının büyümesine sebep olduğundan bahsedilmiştir.

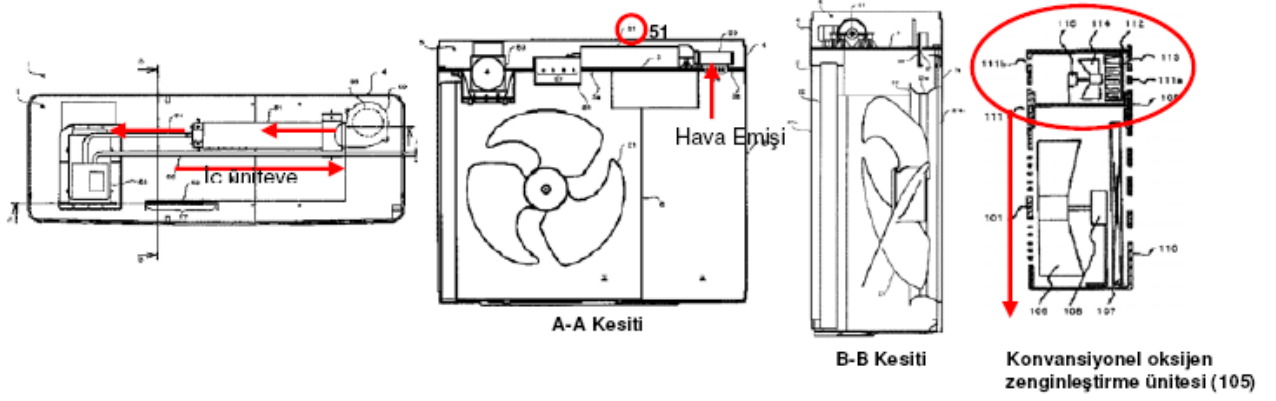
İç üniteye taze hava sağlayan fanı döndüren bir elektrik motoru, motorun şaftına bağlı bağlama elemanı ve bir somun ile tutturulmuştur. Fan birincil bir plakanın her iki tarafına dizilmiş kanatlardan oluşturulmuştur. Fan salyangozun içine yerleştirilmiştir. Havalandırma bacası hava giriş ve çıkış deliklerinin arasında dairesel olarak fanı sarmaktadır. Fanın çıkış ağzında bulunan filtre ile içeri girebilecek yabancı maddeler engellenmek istenmiştir. Çevre sensörü sıcaklık, bağıl nem gibi çevresel faktörleri algılamaktadır.



Şekil 2.14 Bahsedilen firma tarafından tasarlanan fan sistemi [1]

Egzoz esnasında fan motor tarafından çevrilerek ön tarafta bulunan açıklıktan (10) hava alınarak fan kanatları üzerinde basıncı artırılır ve egzoz bölümünden (11) hava kanalına (21) verilmektedir. Filtrenin yakınına elektrik akımı ile harekete geçirilen bir panjur (20) yerleştirilerek otomatik olarak açılıp kapanması sağlanmaktadır. Bu kesme aygıtı ile hava akımının serbest olarak iç ortama girmesi engellenmiştir. Hava fanı iç üniteye eklenerek cihazın boyutlarını ve gürültü seviyesini artırmıştır. Hava egzoz edilebildiğinden oksijen zenginleştirici cihaz kullanılmamaktadır.

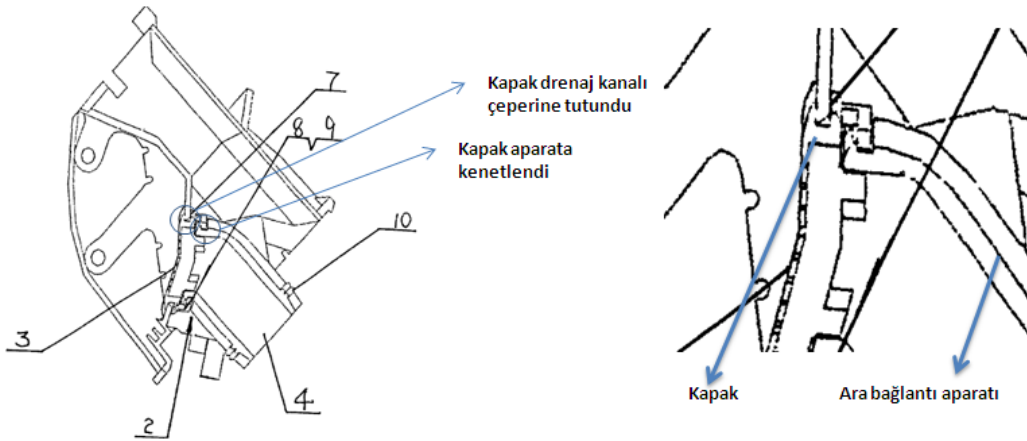
Bir firmanın JP2006125733 numaralı patentinde taze hava, dış ünite üzerine yerleştirilen oksijen zenginleştirme ünitesinden geçerek iç üniteye hava boruları vasıtasıyla yollanmaktadır. Çözülmek istenen problem özellikle yağmurlu havalarda Şekil 2.15'te işaretlenmiş olduğu gibi taze hava alışı için direk açıklığı bulunan ünitelerde içeriye su sızması sonucu cihazın olumsuz etkilenmesidir. Ünite içine su sızması üniteyi aşındırmaktadır. Ayrıca soğuk iklimlerde sızan suyun donması sonucu hava akımı kesilmektedir. Oksijen zenginleştirme ünitesinin direk olarak dış ortama açık olması durumunda su sızıntısı tehlikesine karşı ünite içinde bulunan fan gerekli olan havayı ana fanın bulunduğu alt bölüm ile oksijen ünitesinin bulunduğu bölüm arasına yerleştirilen hava deliğinden elde etmektedir. Fan havayı emerek oksijen geçirgen membran üzerinden geçirmektedir.



Şekil 2.15 Bahsedilen firmanın taze hava sisteminde su sızıntısı probleminin getirdiği çözüm [1]

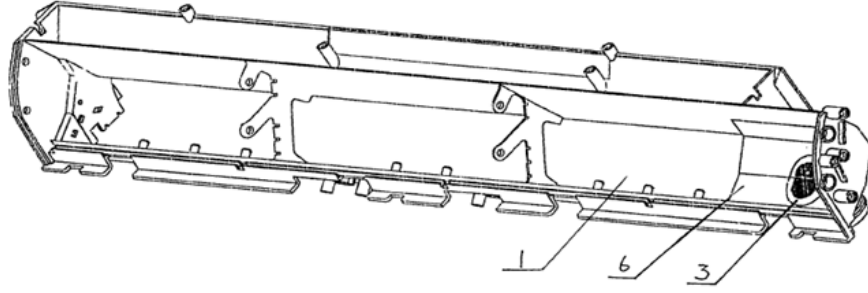
Taze havayı odaya gönderen sistem elemanları olan vakum pompası ve hava emiş fanının oluşturduğu gürültü dış üniteye bulunduğundan sistem gürültüsü kullanıcıyı rahatsız etmeyecektir, fakat oksijen zenginleştirme ünitesi ve iki ayrı fan kullanımı maliyet artışına neden olmaktadır. Dış üniteye ilave edilen aparatlar, dış ünite cihaz boyutlarını büyütmektedir, fakat iç ünite boyutları bu sayede değişmeyecektir.

Bir firmanın CN2599454 numaralı patentinde 3 numaralı eleman taze hava borusunun kapağı olmaktadır. Kapak, yan yüzeyindeki yuvaları aracılığıyla drenaj kanalı çeperlerine tutunmakta ve altında yer alan diğer yuva veya yuvalarıyla da alttan bağlanacak olan taze hava borusunun 4 numaralı ara bağlantı aparatını tutmaktadır.



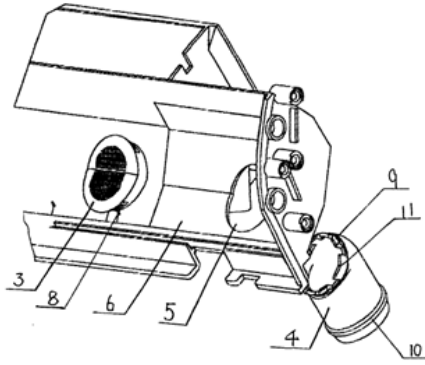
Şekil 2.16 Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde solda, elemanların montajı sonucu oluşan tasarım ve sağda, kapağın ve ara bağlantı aparatının sabitlenmesi [1]

Şekil 2.17'de, 3 numaralı eleman taze hava borusunun kapağı ve drenaj kanalının sağ alt kısmında yer alan çıkıntı taze hava borusunun bağlantı aparatı olmaktadır. Üfleme ağzının tepesinde siyah renkte görülen bölge ise ön filtreleme yapılan kısmı göstermektedir. Kapağın diğer bir görevi ön filtreleme yapmaktır.



Şekil 2.17 Bahsedilen firmanın tasarladığı sistemde drenaj kanalı [1]

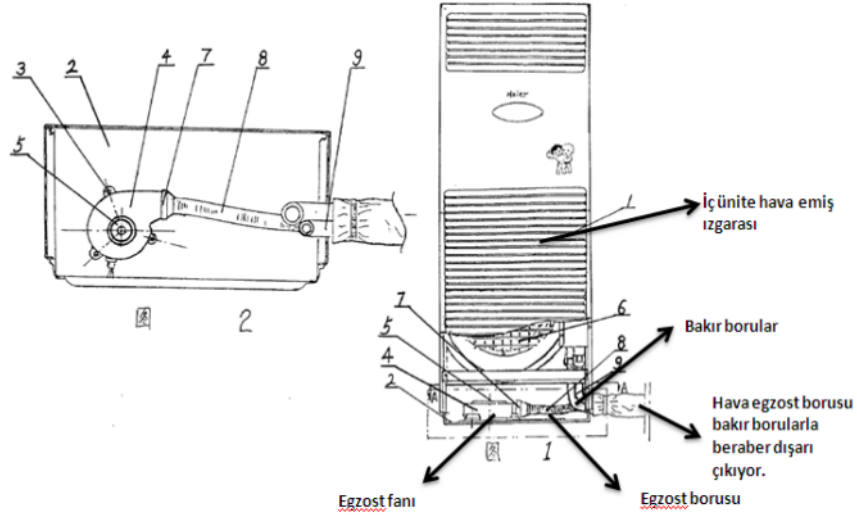
Şekil 2.18’de yer alan demonte resimde 4, taze hava borusu ve kapak için ara bağlantı aparatı, 3 kapak, 8 kapak yivi, 5 taze hava aparatının drenaj kanalına monte edileceği delik, 9 aparat ağzında yer alan çıkıntısız yer, 11 ise bahsedilen çıkıntısız kısmın hemen yanında yer alan ters L şeklinde kapağın yivine girecek olan tırnaklar olmaktadır.



Şekil 2.18 Bahsedilen firmanın tasarımının demonte resmi [1]

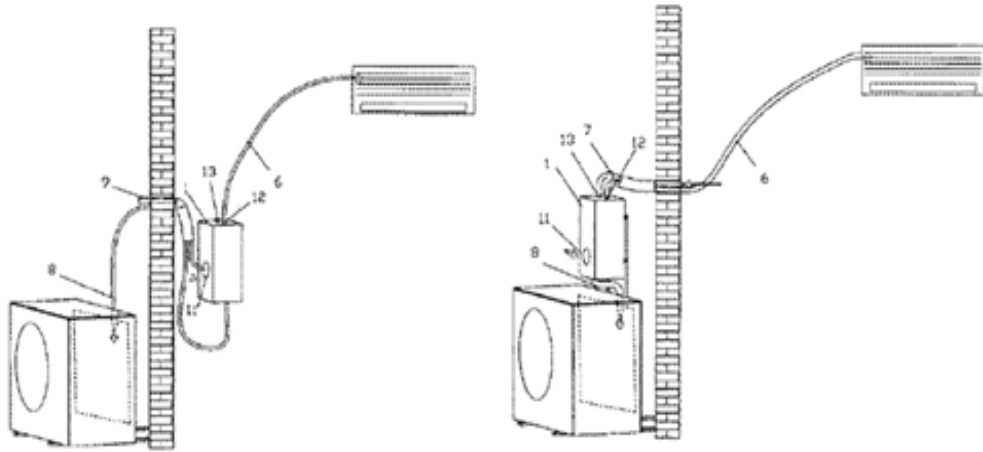
İç ünite yan tarafından üfleme yerine şekildeki gibi drenaj kanalından taze hava üflemenin, taze havayı çapraz akışlı fan sayesinde direkt, yani oda havasıyla fazla karışmaksızın gönderme imkanı sağlayacağı, böyle bir havanın daha fazla taze hava özelliği taşıyacağı ifade edilmiştir.

Bir firmanın CN2422570 numaralı patentinde iç ünitenin tabanında, iç ünite santrifüj fanının altında yer alan egzoz fanıyla kirli oda havasının dışarıya atıldığından bahsedilmektedir. Kirli hava egzoz borusu bakır borularla beraber dışarıya çıkmaktadır. Taze havanın ise dışarı ile içerisi arasında oluşacak basınç farkından dolayı içeriye sızacağı ifade edilmiştir. Sızacak hava egzoz yapılmadığında iç ünite santrifüj fanı emişi sayesinde egzoz borusundan ve kapı, pencere gibi yerlerden odaya girecektir. 1, iç ünite hava emiş ızgarasını, 6 iç ünite santrifüj fanını, 7 egzoz fanı çıkışını, 8 egzoz borusunu, 9 bakır boruları, 5 egzoz fanı hava girişini, 4 egzoz fanını, 2 ise fanın sabitlendiği iç ünite taban sacını göstermektedir.



Şekil 2.19 Bahsedilen firmanın tasarımının solda, alt kısmın üstten ve sağda, iç ünitenin önden görünüşü [1]

Bir firmanın JP2006189241 numaralı patentinde sistem, taze havayı emerken kirlenmiş oda havasını da dışarıya atacak şekilde tasarlanmıştır. Bu işlem sırasında her iki hava akımı da havalandırma fanları ve oda sıcaklığını sabit tutmaya yarayarak çalışma performansını artıran ısı kazancı eşanjörünün bulunduğu ara kutudan geçmektedirler. Havalandırma kutusu içeride veya dışarıda konumlanabilmektedir ve dışarıya konumlandığında ses probleminin azalacağı ifade edilmiştir.

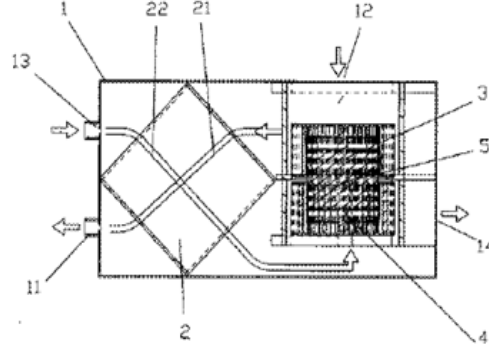


Şekil 2.20 Bahsedilen firmanın tasarladığı havalandırma kutusunun içeride veya dışarıda konumlanabildiği sistemler [1]

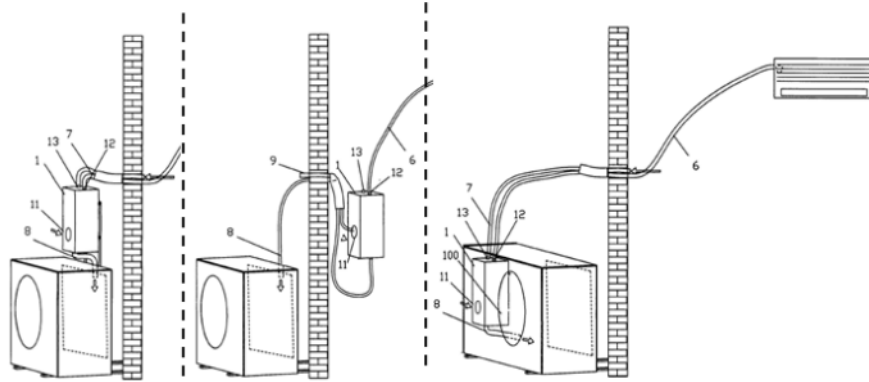
Havalandırma cihazının dışarıda yer aldığı Şekil 2.20'de sağda görülen durumda 7 numaralı boru 13'e, Şekil 21'deki 14 numaralı çıkış ise Şekil 2.20'deki 8 numaralı boruya bağlanmakta ve oda havası dışarıya bu sistemle atılmaktadır. Taze hava Şekil 2.20'de kutunun solunda 11 numaralı açıklıktan emme fanı tarafından emilerek 6 numaralı borudan geçip iç üniteye

ulaşmaktadır. Havalandırma cihazının odada yer aldığı durumda da sistem benzer şekilde çalışmakta, sistem elemanları Şekil 2.20’de sol taraftaki resimdeki gibi konumlanmaktadır.

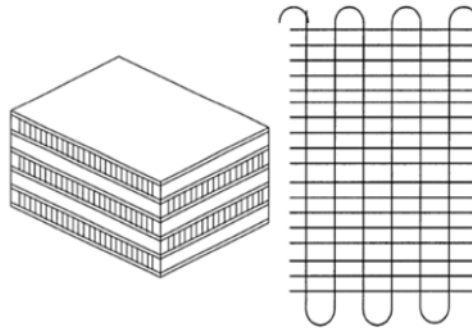
Havalandırma kutusu Şekil 2.21’deki gibi hava emme ve egzoz fanlarını bulundurmaktadır ve içerisinde bulunan 2 numaralı selülozik ısı kazancı eşanjörü ile ısı ve nem transferi yapmaktadır. Isı kazancı eşanjörünün kanatlı borulu bir eşanjör olabileceği de ifade edilmiştir.



Şekil 2.21 Bahsedilen firmanın tasarladığı havalandırma kutusunun iç yapısı [1]



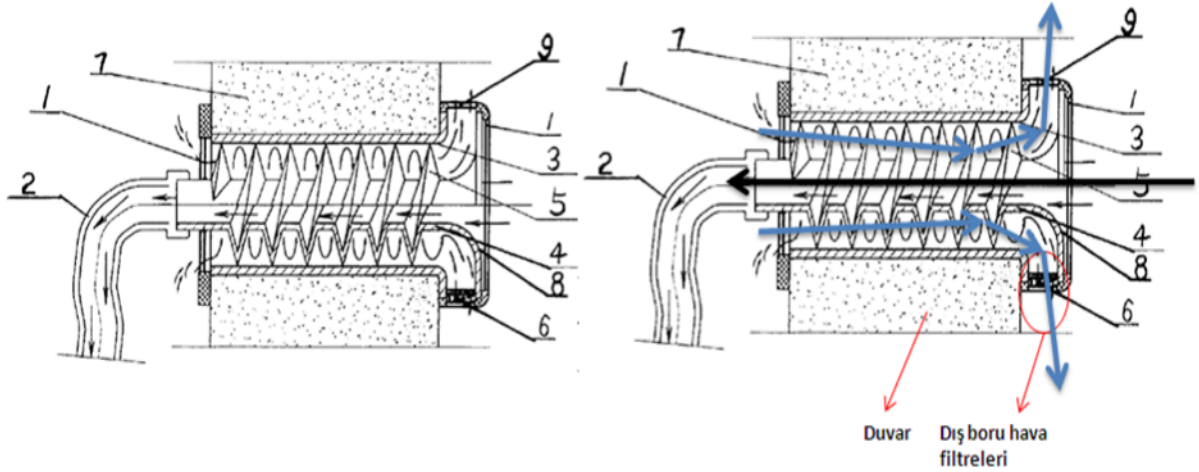
Şekil 2.22 Bahsedilen firmaya ait havalandırma kutusunun çeşitli şekillerde konumlandırılması ile oluşan sistem tasarımları [1]



Şekil 2.23 Bahsedilen firmanın patentinde bahsedilen ısı kazancı eşanjörü olarak kullanılabilecek selülozik ve kanatlı borulu eşanjörler [1]

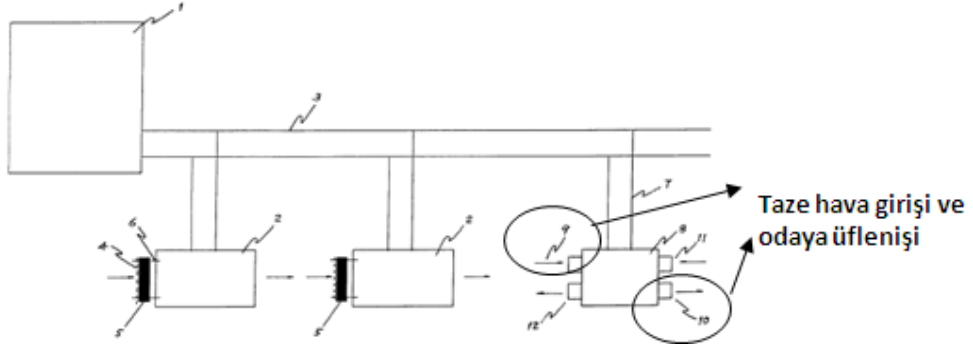
Patente numaralandırma hatası olduğu düşünülmektedir, dıştan görünümü ifade eden Şekil 2.20'deki tüm sistem resimlerinde 11 ile 12 numaralı sayıların yerleri değiştirildiğinde sistem, havalandırma cihazı iç yapı resmi ve metin ile uyuşmaktadır.

Bir firmanın CN1241703 numaralı patentinde odaya taze hava iletilen ve kirli oda havasının da egzoz edildiği sistemde filtrasyon ve ısı kazancı sağlayan aparattan bahsedilmiştir. Siyah renkli vektörle gösterilen oda havası, 2 numaralı egzoz borusu ucundaki veya iç üniteye fan tarafından egzoz edilmektedir. Oda havasının egzoz edilmesi sırasında oda havasının yoğunluğunun azaldığı ve bu sebeple dışarıdan içeriye mavi renkli vektörlerle gösterildiği gibi taze hava girişi meydana geldiği ifade edilmiştir. Eğer aparat, 2 numaralı boru oda tarafında kalacak şekilde monte edilirse bu defa iç boru taze havayı dışarıdan içeriye iç üniteye yer alan bir santrifüj fan yardımıyla çekecek ve oda havası dış taraftaki borudan egzoz olacaktır.



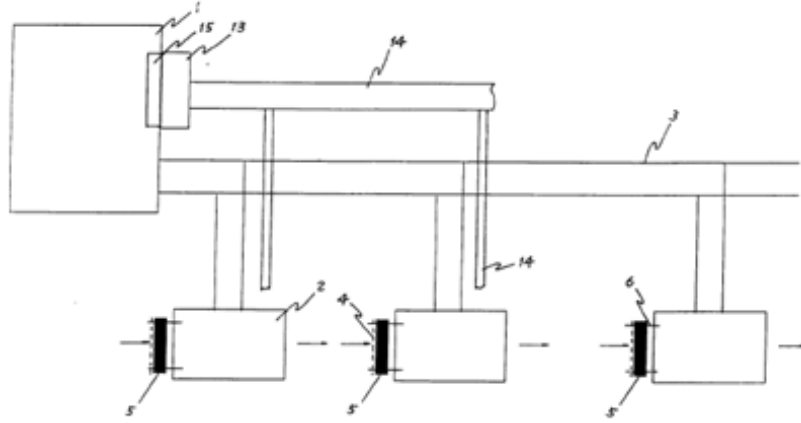
Şekil 2.24 Bahsedilen firmanın solda, hava transfer aparatının resmi ve sağda, taze hava ve oda havası akımlarının hareketi [1]

Bir firmanın CN1414318 numaralı patentinde merkezi sisteme taze hava sağlanması amaçlanmıştır. Sistemde odadaki 11 numaralı kanal ve dışarıdaki 12 numaralı kanal oda havası girişi ve çıkışı, dışarıdaki 9 numaralı kanal dışarıdan taze hava emişi ve odadaki 10 numaralı kanal taze havayı odaya üfleyen kısım olmaktadır. 8 eşanjörü, 2 ise iç ünite setini göstermektedir. 3 eşanjör bağlantı boruları olmaktadır. 5 yüksek voltajlı toz tutucu ve 4 yüksek verimli hava filtresi olmaktadır.



Şekil 2.25 Bahsedilen firma tarafından tasarlanan ısı geri kazanımlı sistem [1]

Eğer taze hava odalara merkezden sağlanacaksa 14 numaralı havalandırma kanalı kullanılarak Şekil 2.26'daki gibi bir sistem tasarlanabilmektedir. 15 oksijen üreticini, 13 fanı göstermektedir.



Şekil 2.26 Bahsedilen firma tarafından tasarlanan, merkezi klima sisteminde kanal vasıtasıyla taze hava sağlanması [1]

2.2 Literatür Araştırması

Literatür araştırması; hava kalitesi ve havalandırma, klima cihazı iç ünite HAD analizi konularındaki literatür araştırmalarını kapsamaktadır. Hava kalitesi ve havalandırma araştırması iç ve dış ortam hava kalitesi standart değerlerini belirlemeyi amaçlarken, klima cihazı iç ünite HAD analizi çalışması, akış analizleri yapılırken kullanılması hedeflenmiş olan HAD analiz yöntemi hakkında bilgi toplamayı amaçlamıştır.

2.2.1 Hava Kalitesi ve Havalandırma

Mahal havası havalandırma yapılarak daha konforlu hale getirilirken bazı partiküller ve gazlar ortamdaki konsantrasyonları düşürülmektedir ve oranları düşürülmektedir. Çeşitli kurumlar tarafından tanımlanmış olan sağlıklı iç ortam havası özellikleri ile havalandırma yapılırken kullanılacak

olan dış ortam havasının kalitesinin, çeşitli gaz içerikleri ve partikül boyutları ile nasıl tanımlanmış olduğu literatür araştırmasının bu kısmıyla belirlenmiştir.

CO₂ gazının havadaki oranı, hava kalitesini etkileyen gaz çeşitlerinden biridir. The Illinois Department of Public Health (IDPH, 2009) kurumuna göre dış ortam havasında 300-400 ppm oranında bulunan CO₂ gazı miktarı mahal havasında 1000 ppm'i geçtiğinde yeterli havalandırma olmadığından baş ağrısı, yorgunluk, gözlerde ve boğazda rahatsızlık hissedildiği ifade edilmiş, bu değer ölümüne sebebiyet vermeyeceği belirtilmiştir. Uygun havalandırma yapıldığında CO₂ oranının mahal havasında 600-1000 ppm olacağı ifade edilmiştir. Aynı kurum tarafından eğer ortamda içten yanmalı motor, kireç ocağı gibi CO₂ kaynakları varsa Occupational Safety and Health Administration (OSHA) standardının kullanılması gerektiği ifade edilmiştir. Ayrıca ASHRAE Standard 62.1 (2004) havalandırma yapılırken, ortamdaki CO₂ miktarı ile dış havanın CO₂ miktarı arasındaki farkın 700 ppm'den büyük olmaması gerektiğini ifade etmiştir.

CO gazı havanın içinde bulunduğu oranda hava kalitesini etkileyen diğer bir gaz çeşididir. IDPH'ye göre ofis ortamında 0-5 ppm değerlerinde bulunmaktadır ve 9 ppm'i geçmemelidir. Eğer mahalde CO miktarı 5 ppm'i geçmişse bina içine doğru bir gaz sızıntısı söz konusu olduğu ve araştırılması gerektiği ifade edilmiştir. Aşırı CO gazı (100ppm) baş ağrısı ve baş dönmesine neden olmaktadır (IDPH, 2009).

Hidrojen sülfid lağımdan yayılan gazlardan biridir ve bu gaz binalarda kuru drenaj kaplarında, kırık atık iletim hattı borularından yayılmaktadır. 0,01 ppm değerinde olduğunda hidrojen sülfid kokusu duyulmakta ve bu değer üzerinde gaz oranı, bina içinde lağım patlağı olduğunu ve araştırılması gerektiğini göstermektedir (IDPH, 2009).

Ozon gazı solunum rahatsızlığı oluşturmakta, yüksek voltajlı cihazlar tarafından üretilmektedir. IDPH (2009) ozon seviyesinin 0.08 ppm' i geçmemesini önermektedir.

Mahal havasının kalitesini gaz içeriği gibi partikül içeriği de belirlemektedir. Partiküller 5 mikron boyutundaki solunabilen ve solunamayan partiküller olarak ikiye ayrılmaktadır. Solunabilen partiküller kaslara yerleşmekte iken solunamayan partiküller geniz ve burun gibi bölgelerde konumlanmaktadır. 24 saatlik bir periyot için 2,5-10 mikron boyutundaki PM10 partikülleri için 150µm/m³, 2,5 mikron ve daha küçük boyutlardaki PM 2.5 partikülleri için 65µm/m³ birim mahal havasında bulunması önerilen miktarlardır (IDPH, 2009).

Formaldehit mobilya, halı gibi eşyalarda kullanılan, hava kalitesini etkileyen bir maddedir. Bu madde miktarının ofisler için 0,1 ppm'i , evler için 0,03 ppm'i aşmaması önerilmektedir (IDPH, 2009).

IDPH (2009), mahalde NO₂ miktarının 24 saatlik bir periyotta 0,05 ppm'i aşmamasını önermektedir. Bahsedilmiş olan gaz içeriği özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 Çeşitli standartlar için sağlanması gereken iç ortam havasının özellikleri (IDPH, 2009)

PARAMETRE	IDPH	ASHRAE	OSHA
Karbondioksit	1000 ppm (<800 ppm tercih edilmektedir.)	1000 ppm	5000 ppm
Karbonmonoksit	9 ppm	9 ppm	50 ppm
Hidrojen Sülfür	0,01 ppm	-	20 ppm
Ozon	0,08 ppm	-	0,1 ppm
Partikül	0,15 mg/m ³ PM 10 0,065 mg/m ³ PM 2,5	-	15 mg/m ³ (Toplam) 5 mg/m ³ (Solunabilen)
Formaldehit	0,1 ppm (Ofis) 0,03 ppm (Ev)	-	0,75 ppm
Azotdioksit	0,05 ppm	-	5 ppm

OSHA, standardı için belirttiği zaman ortalamasıyla belirlenmiş değerlerin 40 saatlik haftalık çalışma ve 8 saatlik öğle arası tatili şartları için geçerli olduğunu ifade etmiştir.

Havalandırma yapılırken mahalın ihtiyaç duyacağı taze hava miktarı için ASHRAE Fundamentals (2005) ve Wang (2001) tarafından (2.1) eşitliği tanımlanmıştır. Eşitlik (2.1) düzenlendiğinde eşitlik (2.2) elde edilmektedir.

$$C_i = C_o + 10^6 S / Q_{oa} \quad (2.1)$$

$$Q_{oa} = S \cdot 10^6 / (C_i - C_o) \quad (2.2)$$

Denklem (2.2)'ye göre oturan normal bir insan 0,3 lt/dk CO₂ ürettiğinde ASHRAE Standard 62.1 (2004) standardında belirtilmiş olan 700 ppm değerini sağlayabilmek için kişi başına gerekli taze hava miktarı 428 lt/dk olarak hesaplanmaktadır.

Bir firmanın havalandırma için gerekli hava miktarı hesabında ise bir insan dinlenme anında dakikada 20 defa nefes almakta ve her nefes alışta 0,5 lt havayı tenefüs etmektedir. Bu bilgilerden hareketle bir insan için gerekli hava miktarı 0,5 x 20 x 60 = 600 lt/h 'tir.

EPA tarafından belirtilen, National Primary Ambient-Air Quality Standard'a göre mahal havalandırılacaksa kullanılacak olan dış ortam havasının özellikleri aşağıda ifade edilen tablodaki değerlerde olmalıdır (Wang, 2001).

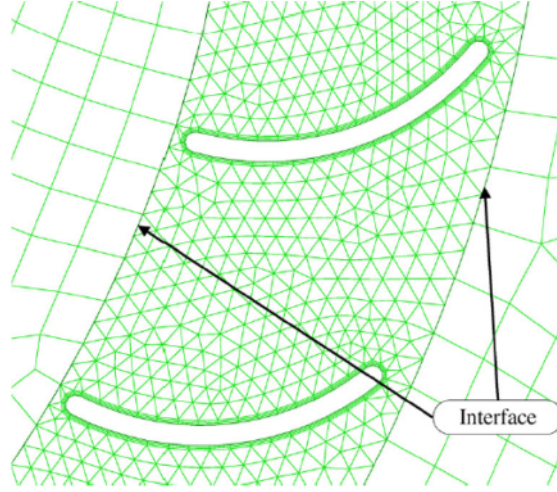
Çizelge 2.2 EPA'ya göre havalandırma için kullanılması düşünülen dış ortam havasının sahip olması gereken özellikler (Wang, 2001)

İçerik	Uzun dönem			Kısa dönem		
	Konsantrasyon		Ortalaması alınan zaman	Konsantrasyon		Ortalaması alınan zaman
	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	ppm		$\mu\text{g}/\text{m}^3$	ppm	
Sülfürdioksit	80	0,03	1 yıl	365	0,14	24 saat
Karbonmonoksit	-	-	-	10	9	8 saat
	-	-	-	40	35	1 saat
Azotdioksit	100	0,055	1 yıl	-	-	-
Ozon	-	-	-	235	0,12	1 saat
Toplam partikül	50	-	1 yıl	150	-	24 saat
Ana partikül	1,5	-	3 ay	-	-	-

2.2.2 Klima Cihazı İç Ünite HAD Analizi

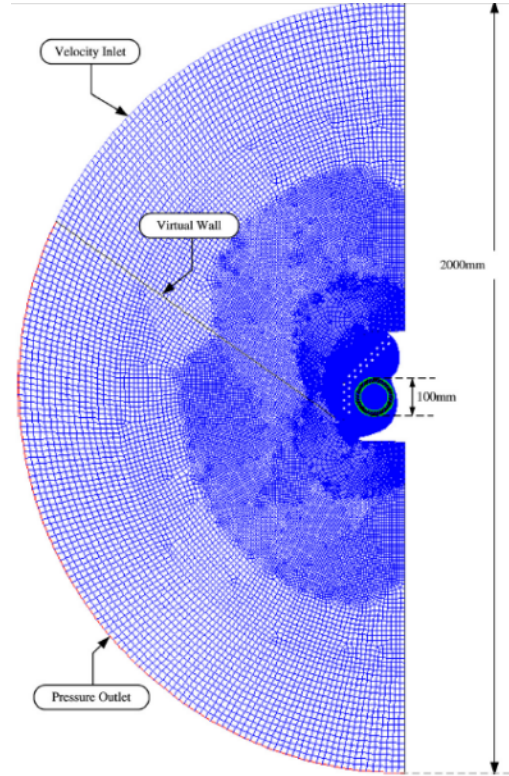
Klima cihazı iç ünite HAD analizi literatür araştırması iç üniteye gönderilecek olan taze hava akımının oluşturacağı iç ünite akım bozulmasını ön görmek için kullanılması planlanmış olan HAD analizi yöntemi hakkında bilgi edinmeyi amaçlamıştır. Araştırma sonucunda HAD analiziyle iç ünite akımının nasıl simüle edileceği araştırılmış; sınır şartları, kontrol hacmi gibi model elemanlarının nasıl kullanılması gerektiği hakkında bilgi edinilmiştir. Literatürde çapraz akışlı fanların HAD analizleri ile ilgili çeşitli çalışmalara rastlanmış olsa da klima iç ünitesi özelinde çalışmalar yok denecek kadar azdır.

Shih vd., (2007) ticari bir HAD yazılımı olan Fluent programının çapraz akışlı fanın HAD analizinde kullanılmasından bahsetmişlerdir. Türbülans modeli olarak k- ϵ , algoritma olarak SIMPLE ve ayrıklaştırma tekniği olarak “second order upwind” tekniğinin kullanıldığı, sadece akış analizi yapılacağı için enerji denklemlerinin aktifleştirilmediği ifade edilmiştir. Çalışmada, Şekil 2.27'deki gibi hibrid çözüm ağı yapısı kullanılırken, fan kanadının etrafında “boundary_layer” adı verilen sınır tabaka çözüm ağı elemanları kullanılmıştır.



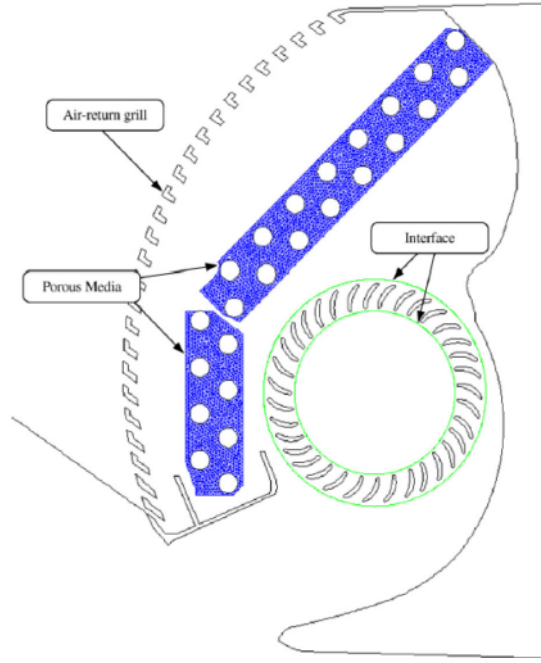
Şekil 2.27 Hibrid çözüm ağı (Shih vd., 2007)

Kontrol yüzeyi girişinde ve çıkışında sınır şartları olarak “velocity_inlet” ve “pressure_outlet” sınır şartları kullanılırken akımların karışmaması amacıyla giriş ve çıkış sınır şartlarını barındıran kenar ve iç ünite elemanları dışında kalan yüzey, bir duvarla Şekil 2.28’deki gibi ayrılmıştır.



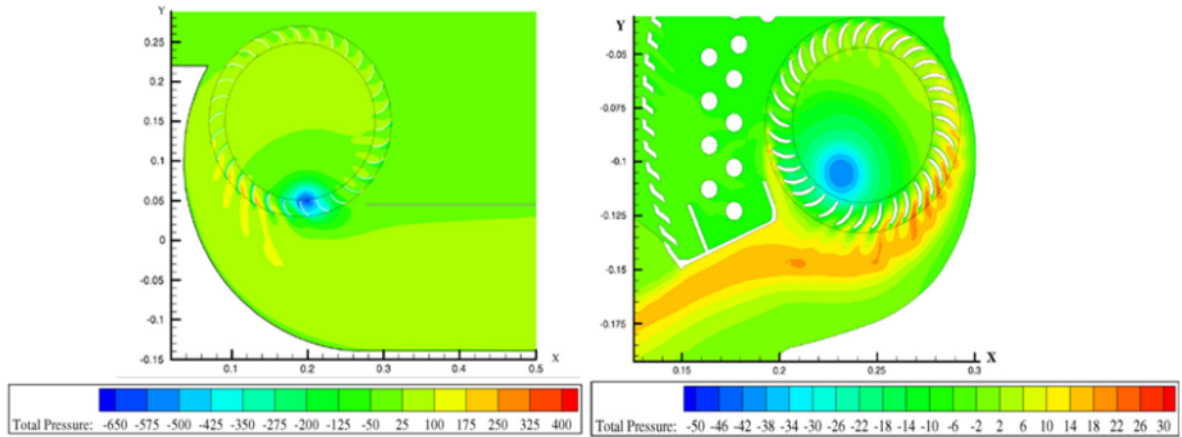
Şekil 2.28 Çözüm ağının geniş kısmının modellenmesi (Shih vd., 2007)

İç ünitenin modellenmesinde ise fan kanatları bölgesini belirleyen kenarlar “interface” sınır şartıyla modellenirken, eşanjörde sadece kanatlar gözenekli ortam sınır şartı olan “porous media” olarak Şekil 2.29’daki gibi modellenmiştir.



Şekil 2.29 Modelin iç kısmının modellenmesi (Shih vd., 2007)

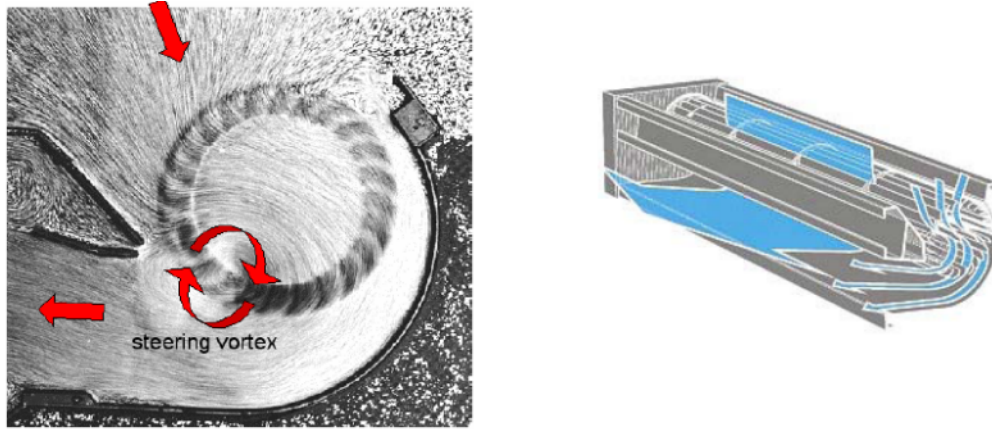
Modelde, eşanjör bölgesindeki kanatlarda oluşan basınç düşümünün hızın fonksiyonu olarak Fluent programında tanımlandığı ifade edilmiştir. Eşanjördeki gözenekli ortamda basınç düşümü modeli için eşanjör sağlayıcısından alındığı ifade edilmiş olan $\Delta P = 1.5288 \times V^{1.9759}$ fonksiyonu kullanılmaktadır. Çalışmada modelleme sonucunda vorteksin Şekil 2.30'daki gibi oluştuğu ifade edilmiştir. Makalenin devamında fanlarla ilgili çeşitli parametreler incelenmiştir.



Şekil 2.30 Analiz sonucunda "Pa" cinsinden oluşan toplam basınç kontürleri ve vorteksin oluşumu (Shih vd., 2007)

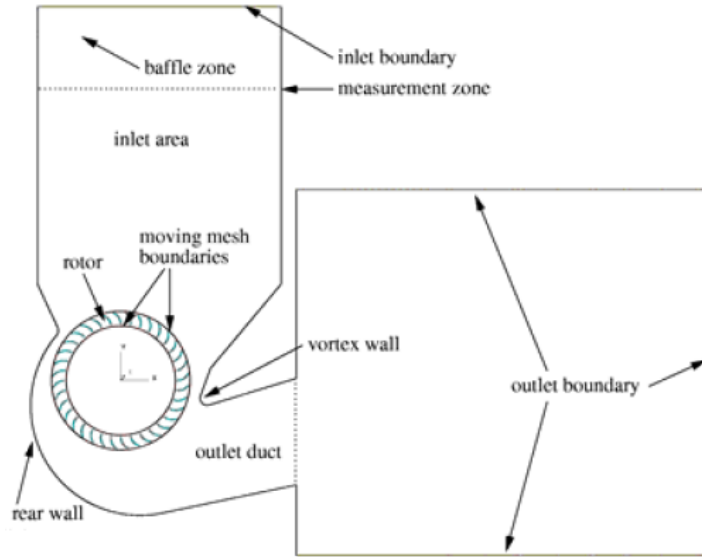
Gabi vd., (2003) tarafından yapılan çalışmada çapraz akışlı fanların sayısal ve deneysel incelemesi yapılmıştır. Makalede çapraz akışlı fanların karmaşık akış yapısının incelenmesinde sayısal çözümlenin büyük önem kazandığı ifade edilmiştir. Deneysel

çalışma PIV cihazı ile sayısal çözüm ticari bir yazılım olan Star-CD ile yapılmıştır. Makalede, çapraz akışlı fanlardaki akış profili Şekil 2.31’deki gibi gösterilmiştir.



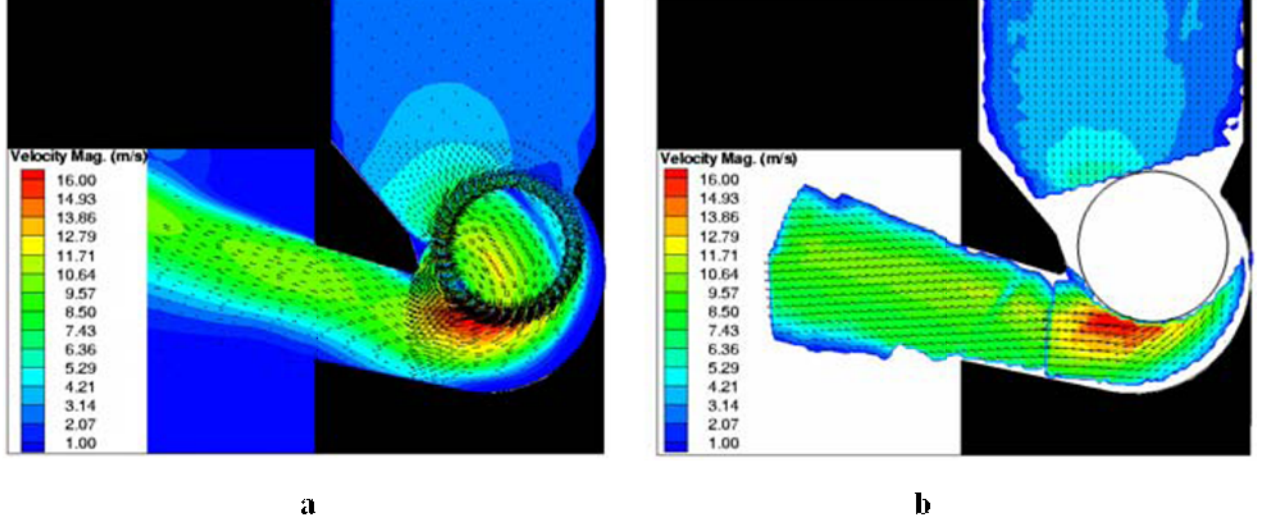
Şekil 2.31 Çapraz akışlı fanlarda oluşan akım profili (Gabi vd., 2003)

Sayısal çözüm ağını oluşturan modelin sınır şartları Şekil 2.32’de ifade edildiği gibi oluşturulmuştur. Çözümde fan çevresinde hareketli kenarları ifade eden “sliding interface” sınır şartının kullanıldığı ifade edilmiştir.



Şekil 2.32 Çapraz akışlı fan HAD analizi için kullanılan sınır şartları Gabi vd. (2003)

Bahsedilen çalışmada hız kontürleri HAD çözümünün ve PIV görüntüsünün Şekil 2.33’teki gibi oluştuğu belirtilmiştir.



Şekil 2.33 (a) HAD çözümü, (b) PIV çözümü Gabi vd. (2003)

Makalelerde fan kanatlarını bulduran bölgenin diğer kontrol yüzeylerinden ayrı bir yüzey olarak modellenmesi gerektiği, çözüm ağı oluşturulacak bölgelerin sadece akışın gerçekleştiği kontrol yüzeyleri olduğu, split klima iç ünitesinde bulunan eşanjörün ise borular haricinde kalan eşanjör kanadı yüzeylerinin gözenekli ortam olarak düşünüldüğünde modellenebileceği, böylece sanki eşanjör varmış gibi iç ünite HAD analizinin yapılabileceği anlaşılmıştır.

2.3 Pazar Araştırması ve Analiz

Pazar araştırması ve analiz çalışması piyasadaki taze hava özelliğine sahip split tip klima cihazlarının sistemleri ve taze hava kapasiteleri hakkında bilgi edinmektir.

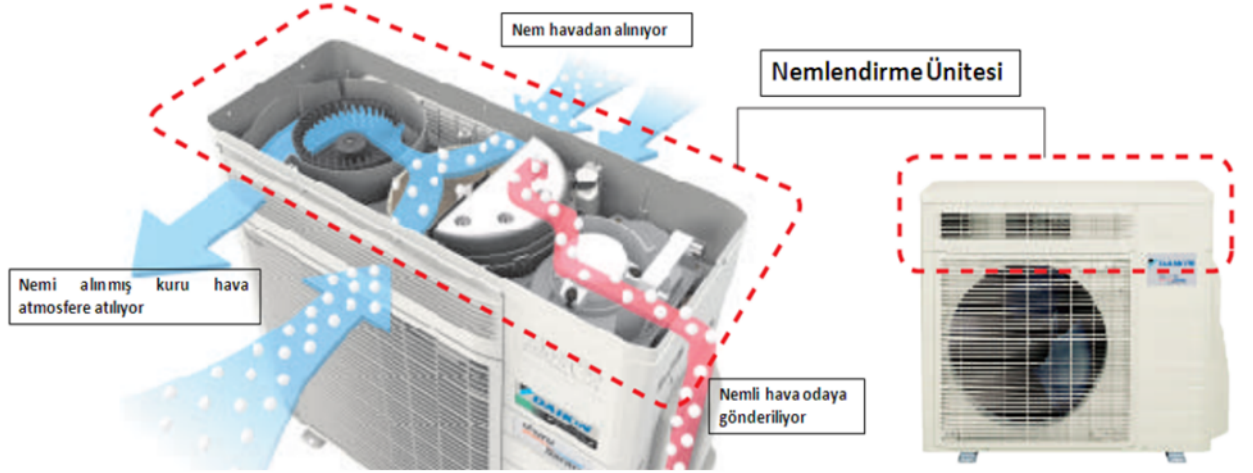
A firmasının taze havalı split klima sistemi aynı zamanda nemlendirme de yapabilmektedir.



Şekil 2.34 A firmasına ait taze havalı split klima [2]

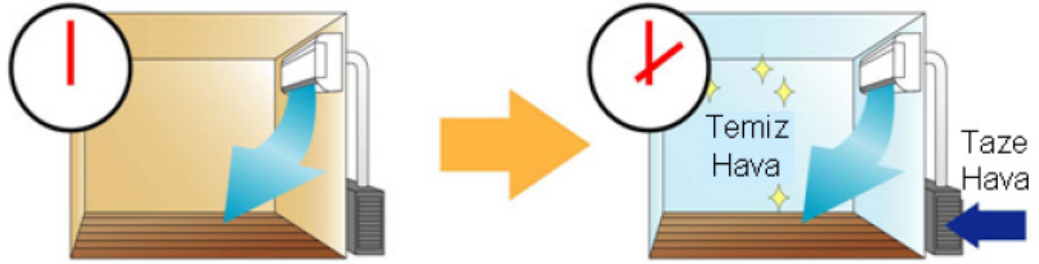
Bahsedilen modelin 2,64 kW, 4,1 kW ve 4,98 kW seçenekleri bulunmaktadır. Dış ünite üzerine eklenen modül ile yalnızca içeriye taze hava alımı ve nemlendirme mümkündür. Dış ünite modülü içerisindeki iki adet fan mahale sağlanan havanın şartlandırılmasını sağlamaktadır. Fanlardan biri dışardan havayı alarak nem tutucu dönen bir disk malzeme

üzerinden geçirir ve havayı tekrar dışarıya atar. Diğer fan ise dışarıdan aldığı havayı nem tutucu malzeme üzerinden geçirerek iç ortama yönlendirir. Fakat bu sefer dışarıdan alınan hava nem tutucu malzeme üzerinden geçirilmeden önce bir elektrikli ısıtıcıdan geçirilir. Bu sayede nem tutucu malzeme üzerinden sıcak hava ile nem sökülmüş ve iç ortama yönlendirilmiş olur.



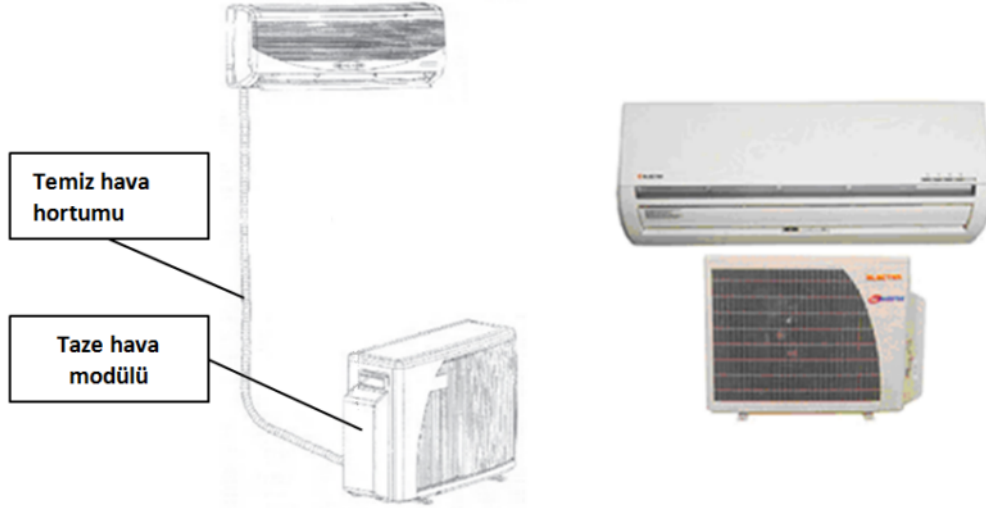
Şekil 2.35 A firmasının ürününe ait taze hava ve nemlendirme sistemi [2]

Sistem nemlendirme işlemi yapmadan da dışarıdan aldığı havayı iç ortama verebilmektedir. Klimanın teknik özelliklerinde taze hava kapasitesi 32 m³/h olarak belirtilmektedir.



Şekil 2.36 A firmasına ait klimanın 32 m³/h'lik havalandırma kapasitesi ile ortalama büyüklükteki bir odayı (26 m² taban alanı, 2.4 m tavan yüksekliği) 2 saat içinde temiz havayla doldurabildiği ifade edilmektedir [2]

B firması tarafından pazara sunulan taze havalı split klima sistemi tek yönlü olarak çalışabilmektedir. Çalışma yönü kurulum aşamasında belirlenip, son kullanıcı tarafından kullanım sırasında değiştirilmesi mümkün değildir.



Şekil 2.37 B firmasına ait taze havalı split klima sistemi [3]

Taze hava sistemi bir modül olarak sunulmakla birlikte dış ünitenin yan tarafına monte edilecek şekilde tasarlanmıştır. Taze hava hattı maksimum 5m uzunlukta olabilmektedir. Taze havalı modül seçenekleri 2,64, 3,71 ve 4,98 kW olarak piyasa sunulmuştur. Taze hava kapasiteleri hakkında ürün katalog ve teknik detaylarında herhangi bir bilgiye ulaşılamamıştır. Fakat yetkili satıcıdan alınan bilgiye göre taze hava hattının toplam bağlantı çapında 40mm'lik artışa neden olduğu öğrenilmiştir. Taze hava akımının tek yönlü çalışan bir hava pompası ile sağlandığı düşünülmektedir.

C firmasının sunduğu üründe dış ortamdan aldığı taze havayı iç ortama yönlendirebilmektedir. Aynı zamanda iç ortamda bulunan havayı dış ortama atabilmektedir. Filtreleme fonksiyonu sayesinde bakterileri ve kötü kokuları da ortamdan uzaklaştırabilmektedir.



Şekil 2.38 C firmasının tasarladığı cihaz [4]

Dışarıdan transfer edilen O₂ ile atmosferdeki O₂ oranı oda içerisinde de oluşturularak sağlıklı bir mahal havası sağlanabilmektedir. 15 m²'lik bir oda göz önüne alındığında cihazın sağlayabildiği CO₂ oranındaki azalma hızı havanın deşarj edilmediği duruma göre 2 kat fazladır. Hava değişimi ayrı bir hava değiştirici fan yardımıyla sağlanmaktadır. Taze hava

fanının odaya temiz hava transfer etme kapasitesi 4 m³/h iken, kirli hava egzoz kapasitesi ise 12 m³/h'tir. Taze hava fanının temiz hava emme fonksiyonundan egzoz moduna geçişi bir damper vasıtasıyla sağlanmaktadır.

Araştırma sonucunda taze hava transfer eden sistemlerin taze hava fanına ve taze hava borusuna sahip oldukları belirlenmiştir. Taze havalı split klima cihazlarından bazılarında taze hava sağlanmasının yanında egzoz özelliğinin de mevcut olduğu görüldüğünden, sistemlerin çalışma yönüne göre de çeşitlendiği anlaşılmaktadır. En yüksek taze hava debisi değerine 32 m³/h (533 lt/dk) ile A firmasının tasarladığı cihaz ulaşmaktadır.

2.4 Benchmark Çalışması

Klima cihazına taze hava sağlanması konulu tez çalışması kapsamında yapılan bu çalışmada A firmasına ait cihazın benchmark çalışması yapılmıştır.

Dıştan görünümü Şekil 2.39'daki gibi olan benchmark ürünü split klima cihazının klasik bir klima cihazına ek olarak nemlendirme, kurutma ve taze hava sağlama olmak üzere 3 ayrı fonksiyonu daha bulunmaktadır. Cihaz, nemlendirme işleminde iç ortama nemli hava iletirken, taze hava işleminde sadece taze hava sağlamakta, kurutma işleminde ise ortam havasının nemini gidermektedir.



Şekil 2.39 Benchmark ürününün dıştan görünüşü [2]

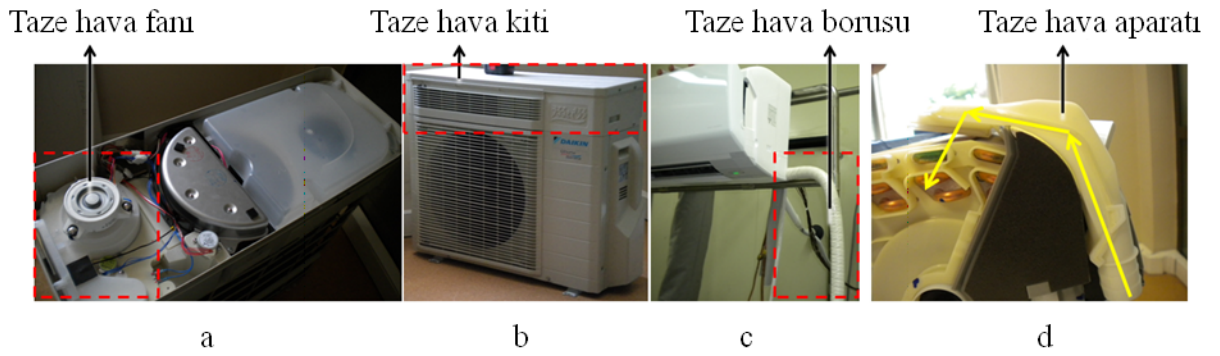
Çizelge 2.3a Benchmark ürününün teknik özellikleri [2]

	Kapasite (Soğutmada)	kW	4,1
	EER (Soğutmada)	-	4
	COP (Isıtmada)	-	4,32
	Nemlendirme kapasitesi	mL/h	425
	Taze hava debisi (high/normal)	m ³ /h	32/24
İç Ünite	Max.Hava debisi	m ³ /dk	12,9
	Min.Ses seviyesi (Isıtmada)	dB(A)	26
	Min.Ses seviyesi (Soğutmada)	dB(A)	24
	Boyutlar	(cm)x(cm)x(cm)	89,0 x 30,5 x 20,8

Çizelge 2.3b Benchmark ürününün teknik özellikleri [2]

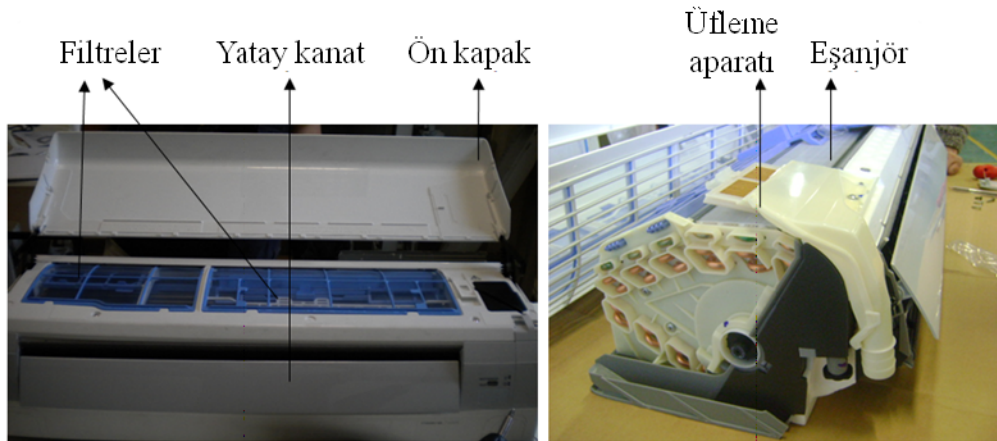
Dış Ünite	Hava debisi	m ³ /dk	-
	Ses seviyesi (Isıtmada)	dBA	48
	Ses seviyesi (Soğutmada)	dBA	48
	Boyutlar	(cm)x(cm)x(cm)	79,5 x 69,3 x 28,4

Benchmark ürünü, taze havayı, dış ünite üzerine yerleştirilmiş kit (Şekil 2.40b) ile havalandırma ızgaralarından çekerek Şekil 2.40a'daki taze hava fanı yardımıyla Şekil 2.40c'de görülen taze hava borusundan geçirerek iç üniteye ulaştırmaktadır. Taze hava, Şekil 2.40d'de görülen taze hava aparatı ile iç ünite eşanjörünün üzerine üflenmektedir.



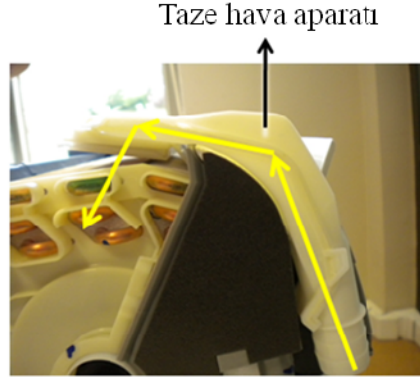
Şekil 2.40 Benchmark ürününde taze havanın iç ortama iletilmesini sağlayan elemanlar

Benchmark ürününün iç ünite yapısı, bünyesinde taze hava aparatı bulundurması dışında klasik bir klima cihazı iç ünitesinden farklı değildir. İç ünite elemanları Şekil 2.41'de görüldüğü gibi konumlanmıştır. Üfleme aparatı ise resimdeki gibi cihaz alt köşesine sabitlenmektedir. Resimde kartuş içinde duran filtre, yuvasından bir miktar çıkarılmıştır.



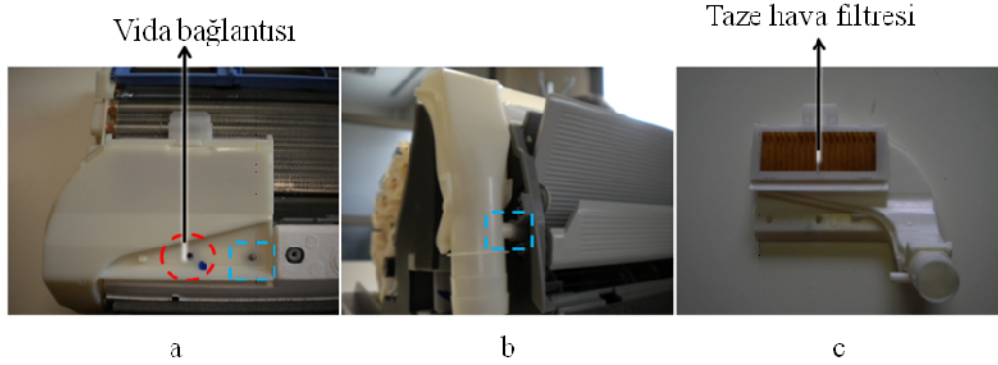
Şekil 2.41 Benchmark ürünü iç ünite elemanları

Benchmark ürünü taze havayı iç üniteye bulunan aparatı vasıtasıyla iç ünite eşanjörü üzerine Şekil 2.42'deki gibi üflemektedir.



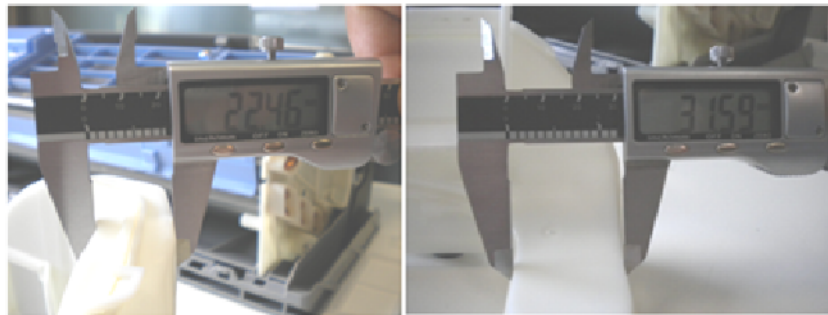
Şekil 2.42 Taze havanın iç üniteye aparat vasıtasıyla üflenmesi

Taze hava aparatının iç üniteye sabitlenmesi 3 noktadan sağlanmaktadır, bağlantıların biri vida ile sağlanırken Şekil 2.43a ve Şekil 2.43b’de mavi işaretli noktalardan ise geçmeli bağlantı sağlanmıştır. Taze hava aparatının üfleme ağzında Şekil 2.43c’deki gibi zig zag yapıda bir hava filtresi kullanılmıştır. Bu filtre kullanıcı tarafından değiştirilebilmektedir.



Şekil 2.43 Benchmark ürünü taze hava aparatı ve bağlantı şekli

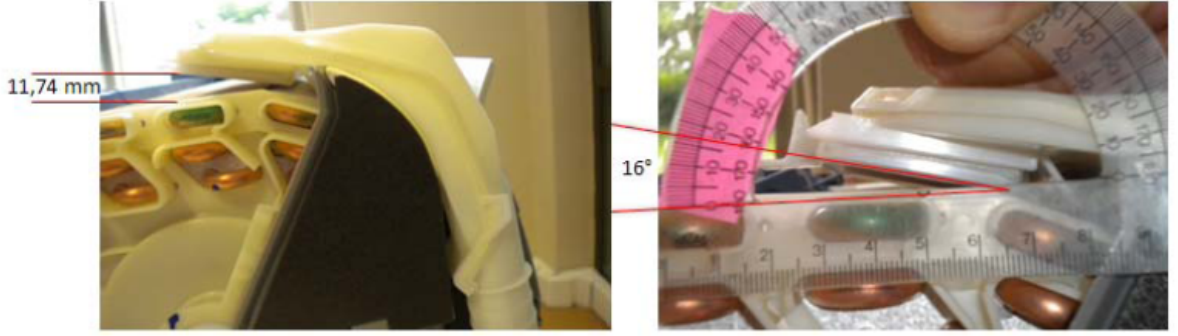
Şekil 2.44’ten görülebileceği gibi taze hava borusunun aparata bağlandığı yer ile aparat üfleme ağzı arasındaki kanal kesit alanı 31,6 x 22,5 mm boyutlarındadır, aparatın taze hava borusu bağlantısı ağzının çapı ise 21,4 mm’dir.



Şekil 2.44 Benchmark ürünü taze hava aparatının boyutları

Şekil 2.45’teki gibi yapılan ölçümlerde üfleme aparatının üfleme yüzey alanının denk geldiği eşanjör bükümü ile aparatın ucu arasındaki açı 16° ve mesafe 11.74 mm olarak ölçülmüştür.

11.74 mm olarak ölçülen mesafe aparatın aynı eşanjör bükümüne en yakın noktasında 2.75 mm'ye kadar düşmektedir.



Şekil 2.45 Taze hava aparatının konumu

Kartuşun üfleme yüzeyindeki boyutları Şekil 2.46'da görüldüğü gibi 108 x 47 mm, kalınlığı ise 8,44 mm'dir. Şekil 2.47'den görülebileceği gibi kullanılan filtrenin boyutları 38 x 96 mm kalınlığı ise 0.26 mm'dir.

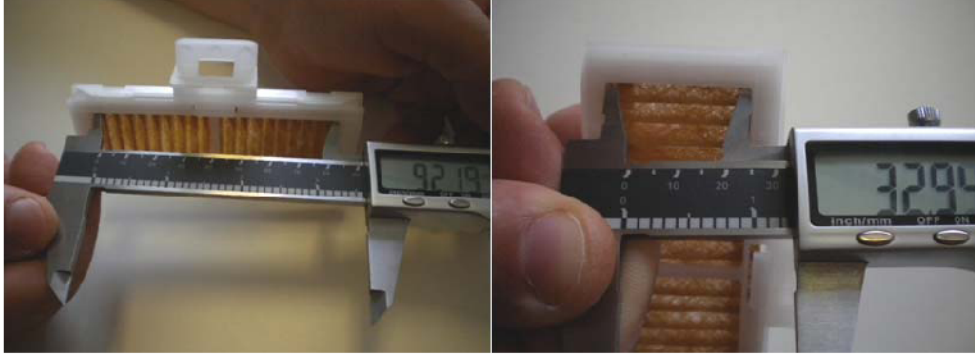


Şekil 2.46 Üfleme aparatı kartuşu



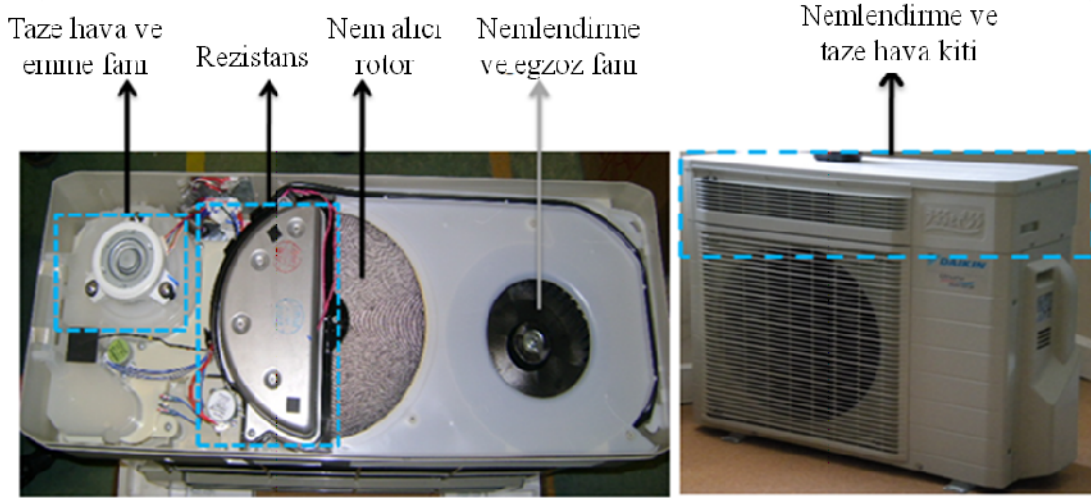
Şekil 2.47 Üfleme aparatı filtresi

Taze hava üfleme alanı Şekil 2.48'deki gibi 92 x 33 mm boyutlarındadır.



Şekil 2.48 Üfleme ağzı boyutları

Benchmark ürünü konvansiyonel bir klima cihazının fonksiyonlarına ilave olarak havalandırma ve nemlendirme fonksiyonlarını da yerine getirirken Şekil 2.49'daki dış ünite üzerine yerleştirilmiş olan bir kit sayesinde bu ilave fonksiyonlarını gerçekleştirmektedir. Kitin yapısında; emme ve taze hava fanı, rezistans, nem alıcı rotor, nemlendirme ve egzoz fanı olmak üzere dört eleman bulunmaktadır. Cihaz kumandasından taze hava özelliği seçildiğinde kit içindeki fanlardan sadece taze hava fanı aktifleşmekte iken nemlendirme fonksiyonunda her iki fan da çalışmaktadır.



Şekil 2.49 Benchmark ürünü kitinin iç yapısı ve dıştan görünüşü

Taze hava borusu kitin altından dışarı uzanan 21,51 mm çaplı plastik boruya Şekil 2.50'deki gibi plastik kelepçe kullanılarak sabitlenmektedir fakat kelepçe olmadığı halde bağlantının sağlam olduğu görülmüştür. Ürünün paketinden çıkan boru aparatları da taze hava borusu montajında kullanılabilir.



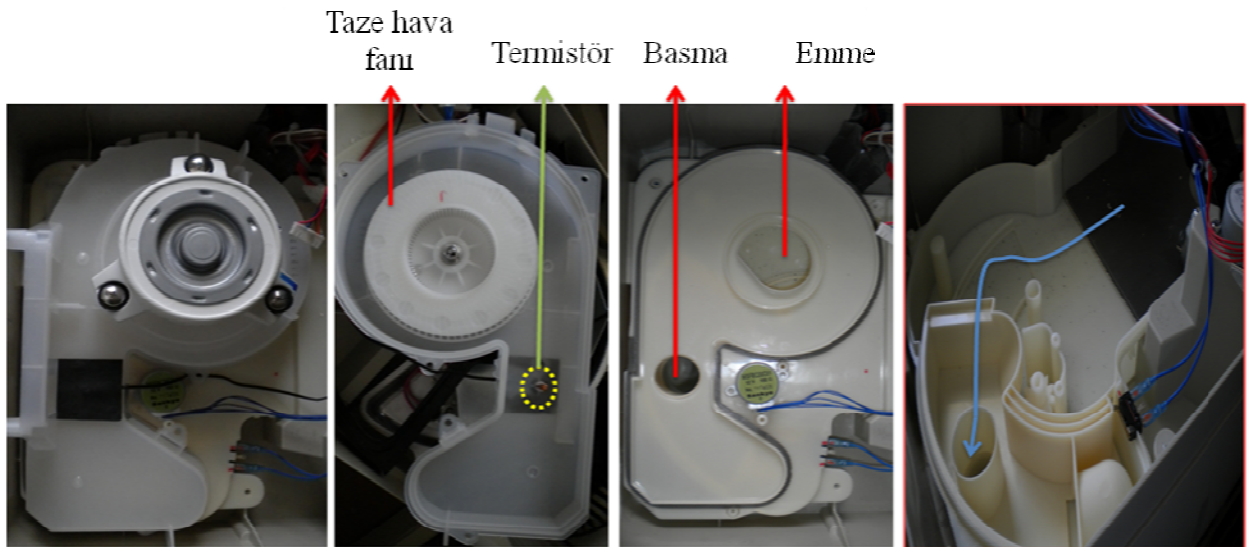
Şekil 2.50 Havalandırma/nemlendirme borusu bağlantısı

Şekil 2.51’de görüldüğü gibi taze hava borusu elastik yapıdadır ve kılıfının altında yalıtım bulunmaktadır. Borunun çapı 25,66 mm olarak ölçülmüştür.



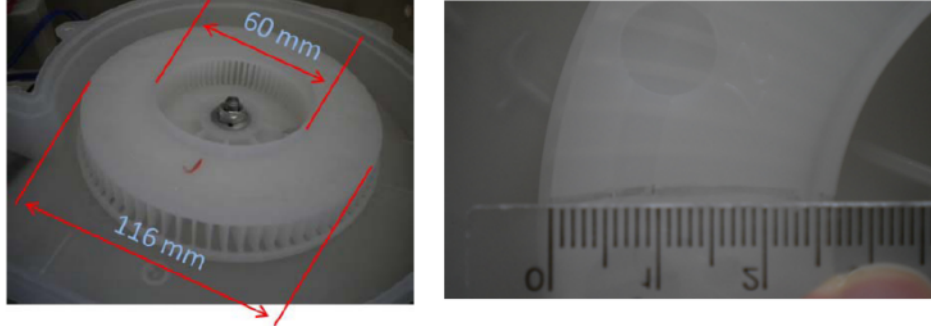
Şekil 2.51 Taze hava borusunun yapısı

Benchmark ürününün taze hava fanı Şekil 2.52’de görüldüğü gibi göbekten emen ve radyal doğrultuda üfleyen bir radyal bir fanı fakat fan, bulunduğu hacmin tasarımı sebebiyle basınçlandırma fanı olarak kullanılmış ve üfleme doğrultusuna dik bir kanal olan Şekil 2.52’de görülen basma ağzından taze havayı iletmektedir. Taze havanın izlediği yol Şekil 2.52’de mavi renkli vektörle gösterildiği gibidir.



Şekil 2.52 Taze hava fanı ve casing

Şekil 2.53'ten görülebileceği gibi benchmark ürünü taze hava fanı dış çapı 116 mm, hub çapı 60 mm ve fan kanadı kiriş uzunluğu ise 27 mm'dir. Fan 73 adet kanat bulundurmaktadır.



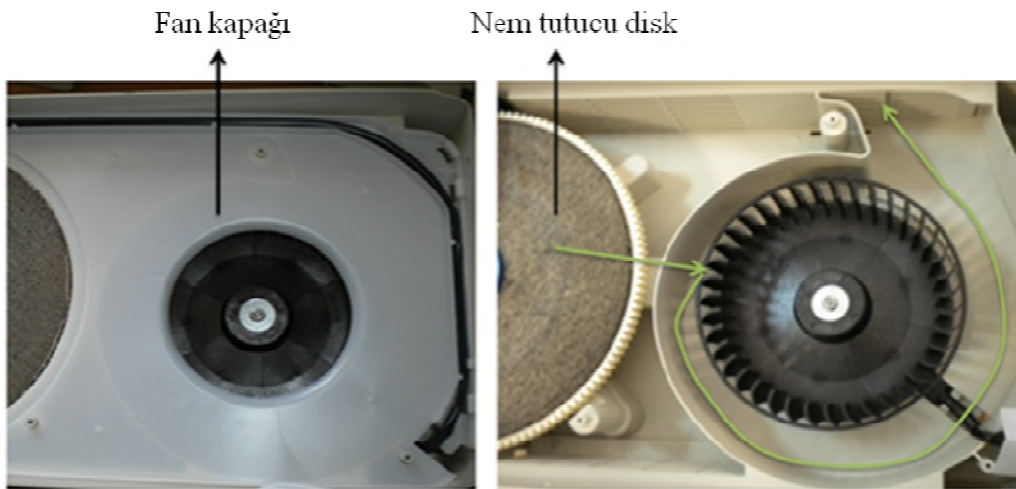
Şekil 2.53 Taze hava fanı elemanlarının ölçüleri

Nemlendirme ve egzoz fanı cihazın nemlendirme özelliği aktifleştirildiğinde çalışmaktadır. Şekil 2.54'te görüldüğü gibi fan ve nem tutucu disk bir dış kapakla kapatılmıştır. Kapakta fan üzerine denk gelen bölgede Şekil 2.54'te işaretlendiği gibi bir hava yönlendirme elemanı vardır.



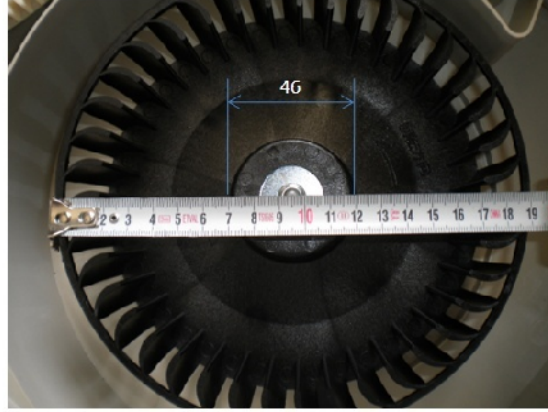
Şekil 2.54 Fanı ve nem tutucuyu kapatan kapak

Dışarıdan alınan havanın nem tutucu diskten çıkışı ve nemi alındıktan sonra dışarıya atılması bu fan yardımıyla Şekil 2.55'te yeşil vektörün gösterdiği şekilde olmaktadır.



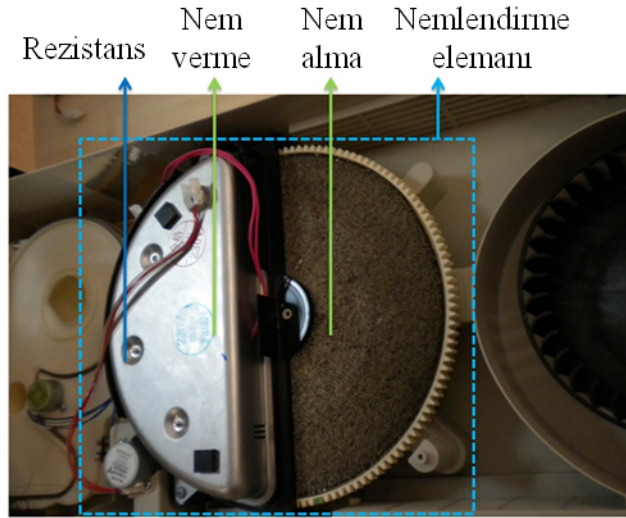
Şekil 2.55 Egzoz fanının kapaklı ve kapaksız görünüşü

190 mm çaplı egzoz fanının hub çapı 46 mm, kanat kiriş uzunluğu 17 mm'dir ve 39 adet kanadı bulunmaktadır.



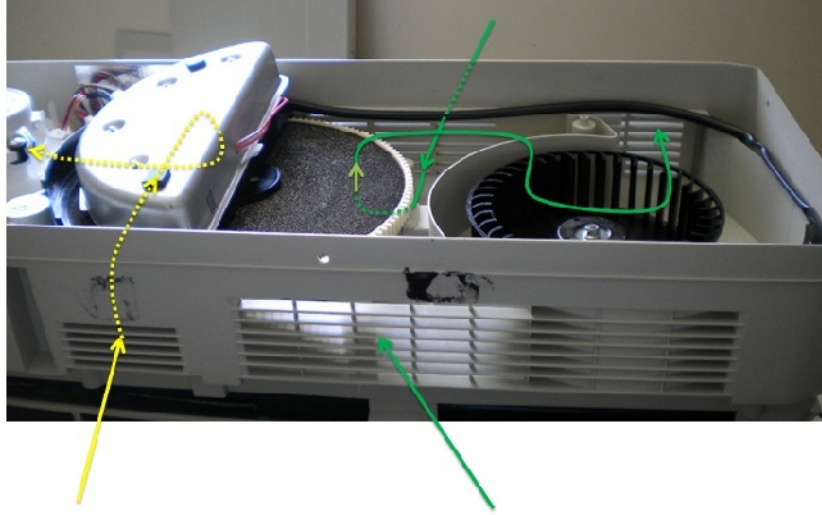
Şekil 2.56 Nemlendirme ve egzoz fanının ölçüleri

Şekil 2.57'de benchmark ürününde nemlendirme işleminin gerçekleştirildiği, atmosfer havasından nemin alındığı ve iç ortama gönderilecek havanın nemlendirildiği iki ayrı kısımdan oluşan nemlendirme elemanı görülmektedir.



Şekil 2.57 Nemlendirme elemanı

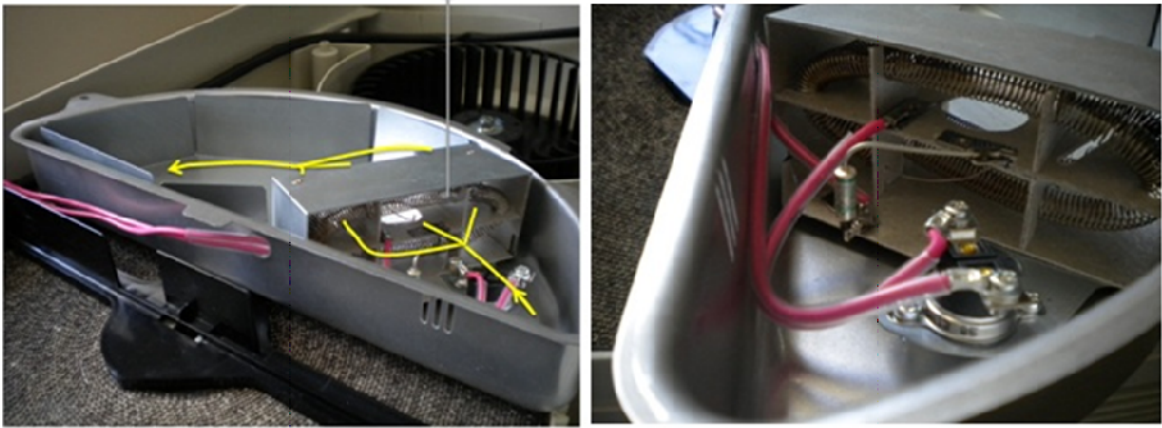
Nem alma işleminde, egzoz fanı sayesinde Şekil 2.58'de gösterilen yeşil renkli vektörler gibi hareket eden, dışarıdan alınan hava nem alıcı malzeme üzerinden geçerken nemini diskin nem alma kısmındaki yüzeyine bırakmaktadır. Bu esnada elektrik motoru yardımıyla döndürülen diskin nemlenmiş olan bölgesi nem verme kısmına geçmekte, sarı renkli vektörle gösterilmiş olan taze hava rezistanstan geçerek ısıdıktan sonra nem taşıyan disk yarısı ile karşılaşır, yüksek sıcaklığı sayesinde buradaki nemi bünyesine katmakta, sonrasında ise emme fanından geçerek iç ortama ulaşır nemlendirme işlemini gerçekleştirir.



Şekil 2.58 Sarı renkli iç ortama gönderilecek taze hava ve yeşil renkli nemi alacak taze havanın kit içindeki hareketi

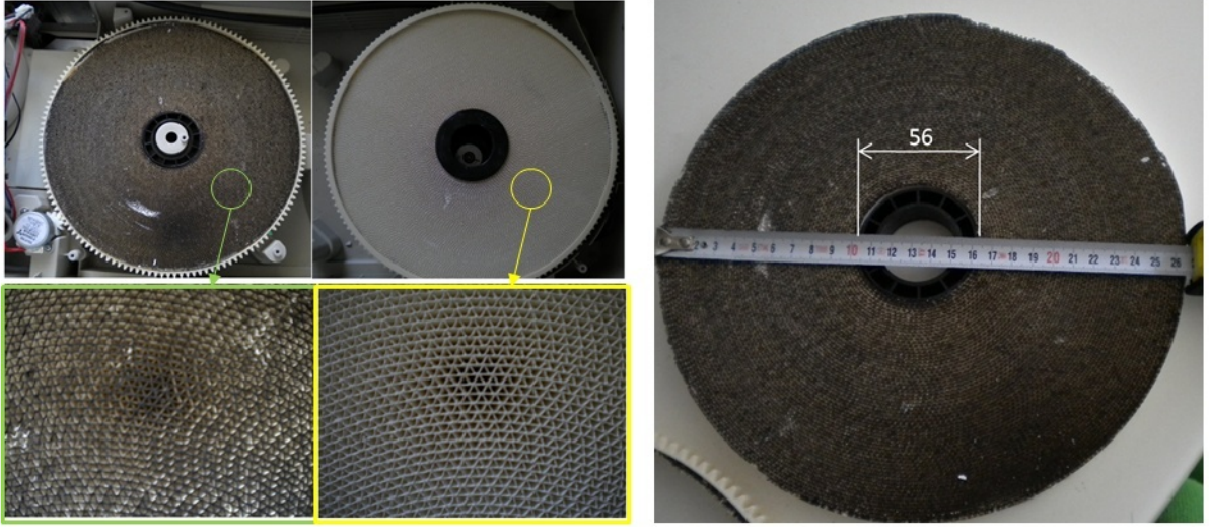
Rezistans Şekil 2.59'daki gibi kıvrılmış tellerden oluşmakta ve havanın sarı renkle gösterildiği gibi teller üzerinden geçerek ısınmasını sağlamaktadır.

Rezistans telleri



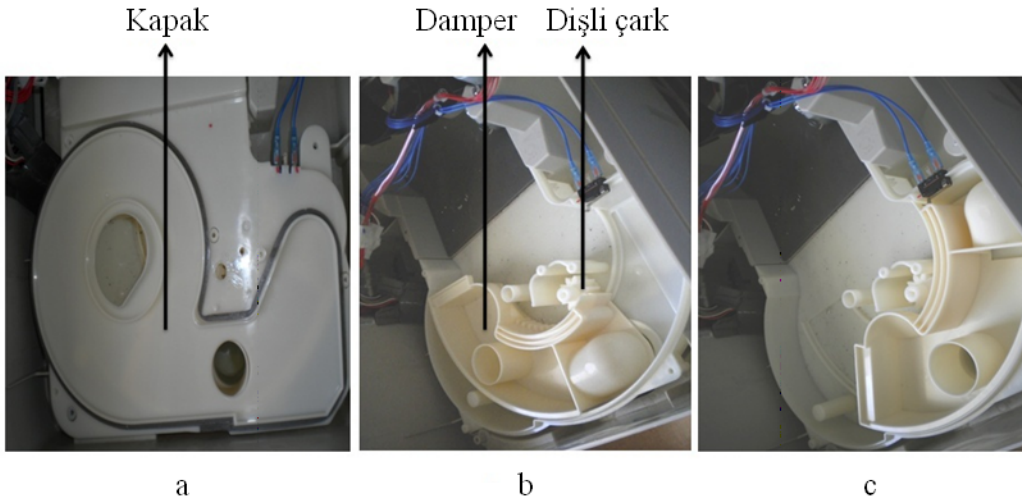
Şekil 2.59 Nemlendirme ünitesi rezistansının yapısı

Nem tutan malzeme son derece gevrek ve gözenekli bir yapıdadır. Nem malzemeye kolayca absorbe olmakta ve ısıtılınca da aynı kolaylıkla malzemeden ayrılmaktadır. Benchmark ürününe ait patentte zeolit gibi bir nem tutucu malzeme kullanıldığı, nem tutucu malzemenin silika jel, alumina gibi malzemeler de olabileceği, kullanılan bu tür malzemelerin sahip olması gereken özelliğinin tuttuğu nemin ısıtılınca kolayca ayrılması olduğu ifade edilmiştir. Nem tutucu diskin çapı 265 mm, hub çapı ise 56 mm'dir.



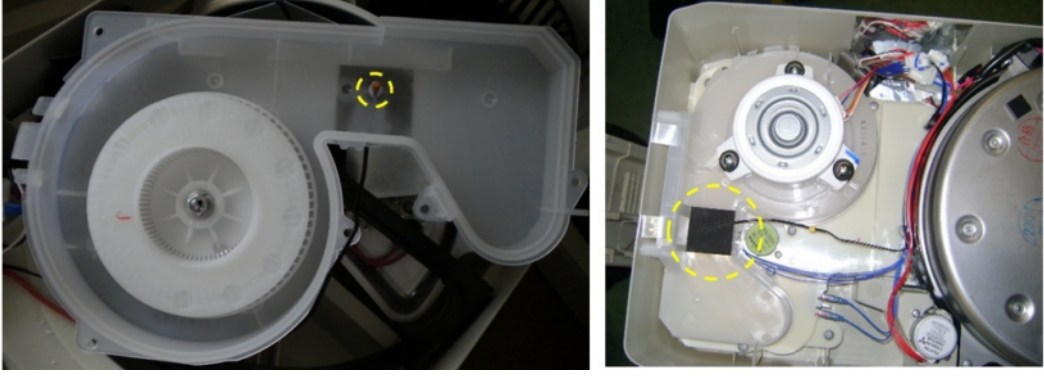
Şekil 2.60 Nem tutucu diskin yapısı

Şekil 2.61b ve 2.61c'de görülen damper sistemi taze hava fanının tabanında bulunan ve damper sisteminin üstünü kapatan kapağın altında bulunmaktadır. Dişli çark mekanizmasıyla hareketlendirilen damper Şekil 2.61b'de kapalı iken, Şekil 2.61c'de açıktır. Şekil 2.61a'daki kapağın altında bulunan damper Şekil 2.61c'deki gibi konumlandığında Şekil 2.61a'daki görüntü oluşmaktadır, aksi halde taze hava kanalı olan küçük delik kapalı olmaktadır.

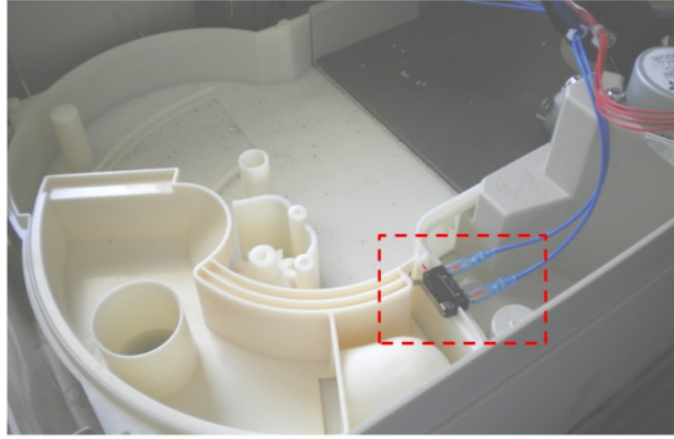


Şekil 2.61 Damper mekanizması

Benchmark ürünü kiti içerisinde nemlendirme termistörü ve konum anahtarı olmak üzere iki adet eleman daha bulunmaktadır.



Şekil 2.62 Nemlendirme termistörü



Şekil 2.63 Konum anahtarı

Çalışmada cihaz ısıtma kapasitesinin ve hava debisinin taze hava üflendiğinde nasıl değiştiğini görebilmek amacıyla Çizelge 2.4’te görülen dört adet test yapılmıştır. Taze hava hem soğutmada hem ısıtmada cihaz ısıtma kapasitesini ve hava debisini azaltmıştır.

Çizelge 2.4 Benchmark ürünü kapasite Testleri

	Isıtma kapasite [kW]	Hava debisi [m ³ /dk]
Soğutma	4,25	11,93
Taze havalı soğutma	4,11	9,95
Isıtma	4,87	12,81
Taze havalı ısıtma	4,83	12,72

Benchmark ürününün taze hava ile çalıştığı ve çalışmadığı durumlar için yapılan ses testlerinin sonuçları Çizelge 2.5’teki gibi oluşmuştur.

Çizelge 2.5 Benchmark ürününün testler sonucu dB olarak ölçülen ses değerleri

	İç Ünite-Fan Konumu							Dış Ünite
	Uyku	1	2	3	4	5	Power	
Taze havasız soğutma	25,6	28,0	30,6	34,1	37,0	39,9	41,7	49,1
Taze havasız ısıtma	25,9	28,3	31,6	34,9	37,7	40,6	42,5	48,9
Taze havalı soğutma	34,3	34,6	35,9	37,2	39,2	41,6	43,2	50,8
Taze havalı ısıtma	35,7	36,9	37,7	38,9	40,6	42,9	44,4	52,4

2.5 Problemin Teknik Olarak İncelenmesi

Patent araştırmaları sonucunda taze havalı split klima tasarımında klima iç ünite fanı bir miktar taze hava çekecek dahi olsa eğer yüksek taze hava debisine ulaşılacak isteniyorsa mutlaka taze hava fanı kullanılması gerektiği görülmüştür. Benchmark çalışması sonucunda bir taze hava filtresi kullanılması gerektiği de daha belirgin bir şekilde ortaya çıkmıştır. Problemin teknik olarak incelenmesi çalışması bahsedilmiş olan sebepler nedeniyle kanal basınç kaybı, fan seçimi, filtre seçimi çalışmalarını içermektedir.

2.5.1 Kanal Basınç Kaybı

Taze hava iletiminde kullanılması planlanan kanalın boyutları basınç düşümünü önemli derecede etkilemektedir. Dar bir kanal büyük basınç kayıplarına sebep olurken, geniş çaplı boru montaj problemlerini ortaya çıkaracaktır. Bu sebeple değişkeni boru çapı olan bir basınç düşümü hesabı yapılması ihtiyacı oluşmuştur. Çalışmanın bu aşamasında 5m uzunlukta 90° açılı iki adet bükümü olan bir boruda oluşacak olan basınç kaybı çap değişimine göre 0,2 - 0,8 m³/dk hava debisi değer aralığı için hesaplanacaktır. Bükümleri bulunan bir borudaki basınç kaybı uygun birimler kullanıldığında (2.3) eşitliğine göre hesaplanabilmektedir (White, 2001).

$$h_m = f \times (L/D) \times (V^2 / 2.g) + \sum k \times V^2 / (2.g) \quad (2.3)$$

Hesaplanan h_m değeri aşağıdaki denklemde yerine koyulduğunda, oluşacak basınç düşümü Pa cinsinden bulunabilmektedir (White, 2001).

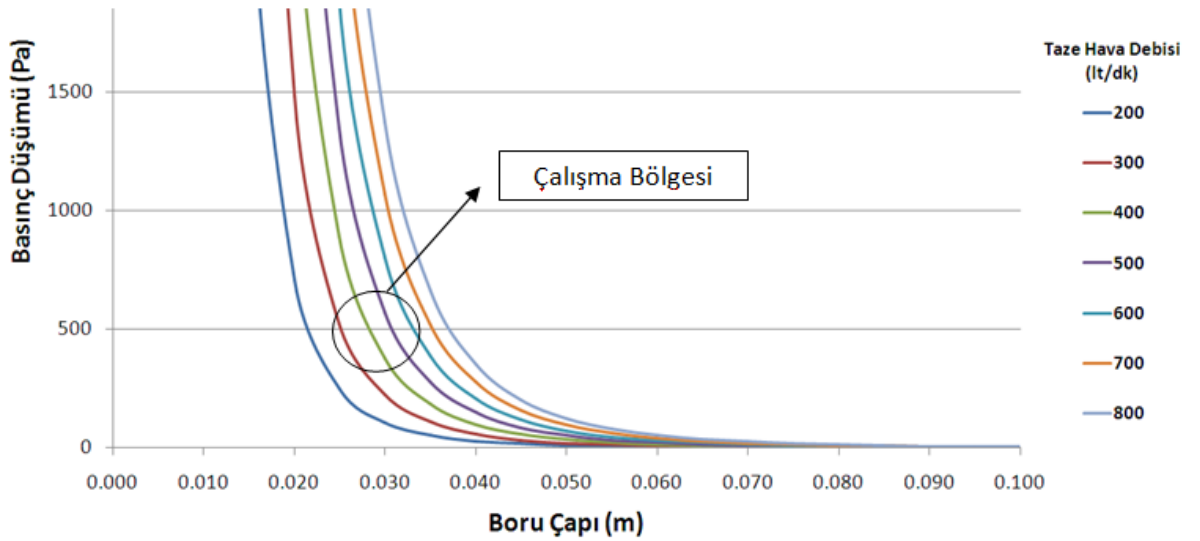
$$\Delta P = \rho \times g \times h_m \quad (2.4)$$

Eşitlik (2.3)'teki k , basınç kayıp katsayısı; dirsek, genişleme vb. kanal geometrisi değişikliklerinin basınç yüklerini hesaplamak için kullanılır. Bu değer örneğin bükümlerde,

büküm açısına ve kanal çapına göre değişiklik göstermektedir. Örneğin 50 mm kanal çapında 90°lik bir büküm için basınç kayıp katsayısı 0,96 olmaktadır (White, 2001). Eşitlik (2.3)'teki f Moody diyagramı kullanılarak, malzeme pürüzlülüğünün hidrolik çapa bölünmesiyle hesaplanan bağıl pürüzlülük parametresi e/d sayısı ve Reynolds sayısı parametrelerine göre hesaplanmaktadır. Moody diyagramının kullanımının vakit alıcı oluşu kullanılması daha kolay olan Haaland (1983) tarafından yayınlanmış eşitlik (2.5)'in kullanımıyla aşılmıştır. Bağıl pürüzlülük parametresi ifadesindeki e sayısı plastik için $e=0,0000015m$ olarak alınmıştır.

$$1/f^{0,5} = -1,8 \log\left(\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{e/d}{3,7}\right)^{1,11}\right) \quad (2.5)$$

Bahsedilmiş olan hesaplama yöntemi sonucunda boru çapı ve hava debisi parametrelerine göre oluşan boru basınç kaybı Şekil 2.64'teki gibi olmaktadır. Boruda yaşanacak basınç kaybı için planlanan 500 Pa basınç kaybına göre ön görülen çalışma bölgesi Şekil 2.64'te işaretlenmiştir. Hesaplama kullanılan boru çap değerleri, tasarımda kullanılması muhtemel çap değerleridir.



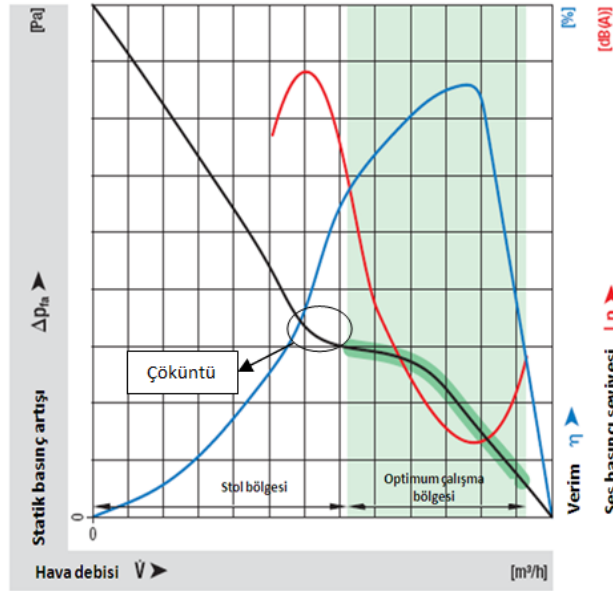
Şekil 2.64 Basınç düşümünün boru çapına ve debiye göre değişimi

2.5.2 Fan Seçimi

Tasarlanacak sistemin ileteceği taze hava debisi yüksek bir değerde olacağından bir taze hava fanı kullanımı zorunluluktur. Çalışmanın bu aşamasında kullanılacak fanın nasıl seçilmesi gerektiği ve fan montajı hakkında araştırma yapılmıştır. Sistem performansını doğrudan etkileyecek olan taze hava fanı dış üniteye konumlanacağından taze hava kitinin az yer kaplaması için boyut olarak çok küçük fakat buna karşılık yüksek statik basınç artımı

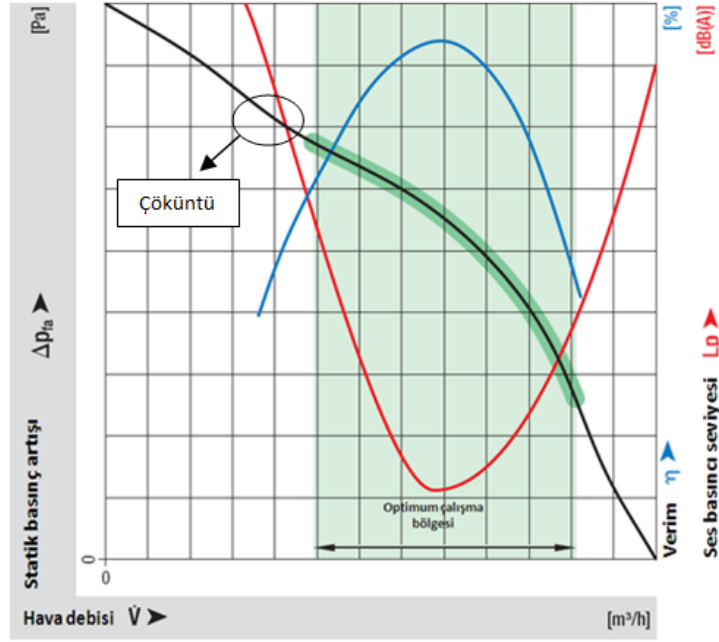
değerlerine ulaşabilir olmalıdır. Fan seçilirken sistem basınç kayıp eğrisi fan eğrisinin stol bölgesi denilen bölgesine denk gelecek şekilde çalışmamalı ve fan verimi yüksek değerde tutulmalıdır.

Sistem tasarlanırken inceleyebilecek fanları aksel ve santrifüj olarak ikiye ayırmak mümkündür. Aksel fanlarda çalışma bölgesi fan karakteristik eğrisindeki çökme bölgesinin sağında olacak şekilde seçilmelidir, çünkü eğrideki çökme stol olayı olarak adlandırılmaktadır ve stol bölgesinde çalışmak fanın, dolayısıyla sistemin çalışmasını çok olumsuz etkilemektedir; kanatlarda yüksek titreşim, yataklarda bozulma, malzeme yorulması sonucu kanatlarda deformasyonlar meydana gelmekte, fan verimi azalmakta, ses seviyesi yüksek değerlere ulaşmaktadır (McQuiston vd., 2005). Bahsedilen olumsuz özellik değişimleri Şekil 2.65'ten görülebilmektedir.



Şekil 2.65 Aksel fana ait debi-basınç, debi-ses seviyesi, debi-verim karakteristik eğrileri [5]

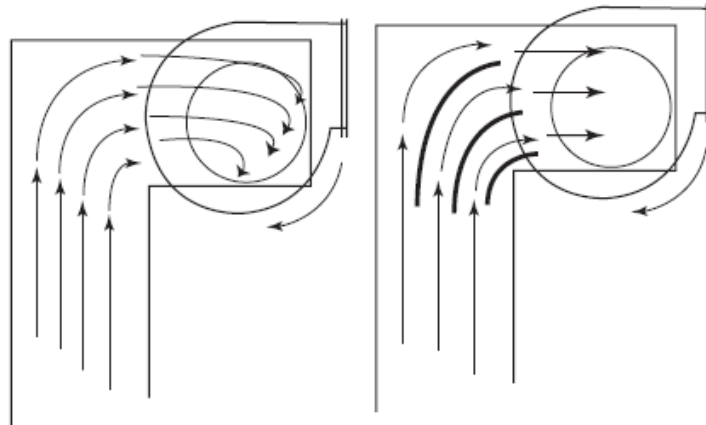
Santrifüj fana ait karakteristiği gösteren Şekil 2.66'dan görülebileceği gibi eğrinin solunda optimum çalışma bölgesine girmeden hemen önce bir çöküntü oluşmaktadır, bu bölgede oluşan stol sebebiyle fanın çalışma bölgesi çöküntünün sağında olacak şekilde seçilmelidir. Verim, oluşan çöküntüden sağa doğru ilerledikçe artmakta ve maksimuma ulaştıktan sonra optimum çalışma bölgesinin diğer sınırına kadar azalmaya başlamaktadır.



Şekil 2.66 Santrifüj fana ait debi-basınç, debi-ses seviyesi, debi-verim karakteristik eğrileri [5]

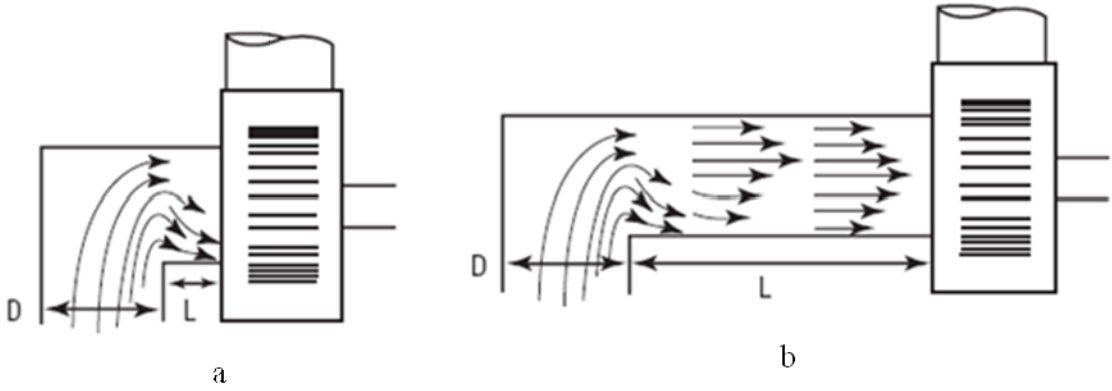
Fan verimi fanın harcadığı birim güce karşılık transfer edebildiği hava debisidir ve genel bir özellik olarak optimum çalışma bölgesi sınırlarına yaklaşıldıkça fan verimi düşmektedir. Bu durum Şekil 2.65 ve Şekil 2.66'dan açıkça görülebilmektedir. Bu sebeple fan seçimi yapılırken fanın çalışma noktasının optimum çalışma bölgesinin her iki sınırından da uzakta olmasına dikkat edilmelidir.

Fan seçiminden sonraki aşama akışın en verimli şekilde iletebileceği fan konumunun belirlenmesidir. Fan hava akımını emerken fanın dönüş yönünde girdap oluşması fana ek yük getirecektir. Bu durumun çözümü olarak dirsekte akış düzleştiriciler Şekil 2.67'deki gibi kullanılabilir.



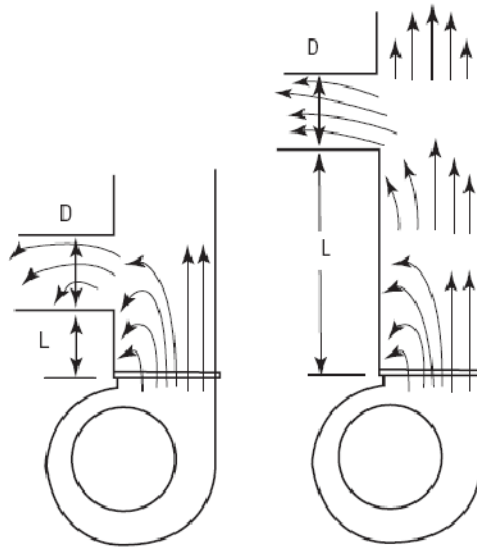
Şekil 2.67 Saat yönünde dönen fan ve oluşan girdap ve girdabı ortadan kaldıran akış düzleştirici kullanımı (AMCA, 2003)

Dirseğin fana çok yakın konumlanması sonucunda fan girişinde düzgün akış olmaması durumu fanın, enerjisini hava akımına iletmesini zorlaştırmakta ve fan titreşimlerine sebep olmaktadır. Böyle bir problem $L > 3D$ pratik bilgisiyle çözülebilmektedir. Şekil 2.68'den görülebileceği gibi bahsedilmiş olan kural sağlandığında fan girişindeki akım dirseğe rağmen homojen bir profile sahip olmakta ve olumsuz akış özelliklerini oluşturmamaktadır. Eğer yer problemi varsa akış düzleştirici kullanımı da problem çözmek için yeterli olabilmektedir.



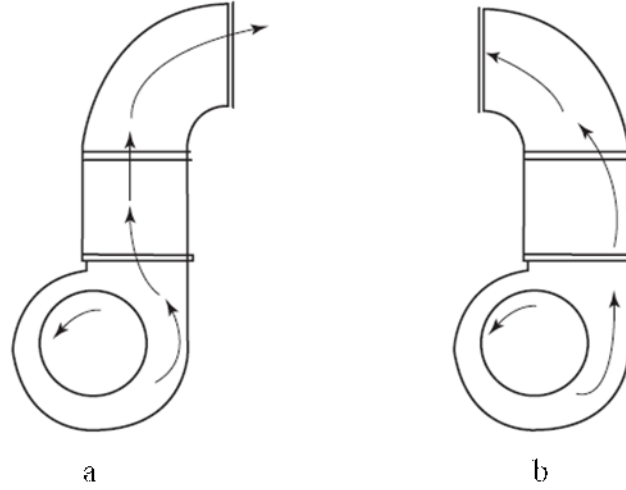
Şekil 2.68 (a) Uygun olmayan dirsek bağlantısı ve (b) uygun dirsek bağlantısı (AMCA, 2003)

$L > 3D$ bilgisi fan çıkışında havanın uygun şekilde dağıtılması problemine de çözüm getirmektedir. Eğer hava dağıtım ayrılması bahsedilen kuralı ihlal ederse vorteksler ve girdaplar oluşmakta ve basınç yükü artmakta, havanın yeterli debide iletilmemesi sıkıntısı doğmaktadır. Bu durum Şekil 2.69'dan görülebilmektedir.



Şekil 2.69 Fan çıkışında kanal ayrılmasının uzun veya kısa oluşu sonucunda oluşan akış profilleri (AMCA, 2003)

Fan çıkışında bağlanacak olan dirseğin yönlenişi de hava iletimini etkilemektedir. Şekil 2.70'teki gibi ters bağlanacak bir dirsek sistem basınç kaybını artıracaktır.



Şekil 2.70 (a) Yanlış kanal bağlantısı ve (b) doğru uygulama (AMCA, 2003)

2.5.3 Filtre Seçimi

Taze hava dış ortamdan iç ortama aktarılırken içeriğinde koku ve toz gibi yabancı maddeler bulunduruyor olacaktır. Bu durumda taze havanın koku ve toz açısından filtre edilmesi gerekecektir. Çalışmanın bu aşamasında filtreler ve filtrasyon konusunda araştırma yapılmıştır.

Filtreler ön filtre, orta verimli filtre, HEPA ve ULPA filtreler olarak temelde dört çeşittir. HEPA ve ULPA filtreler çok hassas filtreler olup örneğin ilaç imalathaneleri gibi hassas uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Filtre performansları çeşitli boyutlardaki partikülleri tutma kabiliyetlerine göre standart testlerle belirlenmektedir. Ortalama toz tutma performansının (arrestance) belirlendiği testlerde çeşitli boyutlardaki partikülleri içeren hava akımı filtreden geçirilmekte iken, toz leke verimi (dust spot efficiency) testinde ise sadece belirli boyutta partiküller içeren hava filtreden geçirilmekte ve o boyuttaki partiküllerin ne kadarının tutulduğunun testi yapılmaktadır, ortalama toz tutma performansı testi ön filtrelerin tanımlanmasında kullanılırken, toz leke verimi testi orta verimli filtrelerin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Çalışma konusu olan taze havalı split klima tasarımı için HEPA ve ULPA filtre uygulamaları aşırı hassas filtrasyonu ifade ettikleri için araştırma dışında tutulmuşlardır.

Tasarlanacak sistemin filtre sisteminin toz tutma verimleri ve sınıfları, Isısan (2009) ve Oughton vd. (2008) tarafından yazılan kitaplardaki filtre verimleri, uygulama alanları ve filtre sınıfları çizelgelerinden kararlaştırılarak tasarlanacak filtre sistemi hakkında ön görüde bulunmak mümkündür. Çizelgelerden belirlenen filtre verimlerinin ve sınıflarının firma katalogları incelendiğinde filtre yüzeyindeki belli bir hız değeri için tanımlanmış olduğu görülmüştür. Bu sebeple küçük yüzey alanlı bir filtre, akım hızının yüksek olması durumunda

o filtre sınıfı için ön görülen verimi sağlayamayacaktır, bu sebeple düz bir filtre yüzeyi yerine zig zag bir filtre yüzeyi akım hızının düşmesine yardımcı olacak, filtre verimini ve ömrünü uzatacaktır. Bu sebeplerden ötürü tasarlanan filtre sisteminin test edilmesi gerekecektir. Sunulmuş olan çizelgelerden yapılacak seçim veya ön görü sadece toz filtresi için geçerli olacaktır ve koku filtresi olarak aktif karbon filtre seçimi ayrıca firma kataloglarından yapılabilecektir.

Bahsedilen kaynaklar incelendiğinde G4 veya F5 sınıfı filtrelerin filtrasyon kabiliyetinin taze havalı klima sistemi uygulamaları için yeterli olacağı öngörülebilmektedir.

3. ANALİZ ÇALIŞMALARI

Analiz çalışmaları;

- HAD analizi için ön test çalışmaları
- Evaporatörsüz iç ünite HAD analizleri - 2B
- Evaporatörlü iç ünite HAD analizleri - 2B
- Taze havalı iç ünite HAD analizleri - 2B
- Taze havalı iç ünite HAD analizleri - 3B
- Taze havalı tüm sistem analizi - 3B

çalışmalarını içermektedir. Çalışmanın bu kısmında bir akışkanlar mekaniği analiz yöntemi olan HAD yöntemini kullanan Fluent ve Gambit yazılımları kullanılarak taze havanın iç ünite hava akımında oluşturacağı akım bozulmasının öngörülmesi amaçlanmıştır. “HAD analizi için ön test çalışmaları” iç ünite akımının HAD analizi yapılırken analiz sonuçlarını doğrulamak ve eşanjör modelini oluşturabilmek için cihaz çıkış debisinin ve fan devrinin ölçüldüğü deneysel çalışmaları içermektedir. Eşanjörsüz iç ünite HAD modelinin doğrulanmasını sağlayan “evaporatörsüz iç ünite HAD analizleri” çalışmasından sonra, bu modele eklenen eşanjör, eşanjörsüz HAD modeli doğrulandığı için, eşanjörlü iç ünite cihaz çıkış debileri deney sonuçları kullanılarak basınç düşümü katsayılarının test sonuçlarına uydurulmasıyla modellenmiştir. “Taze havalı iç ünite HAD analizleri - 2B” çalışmasında yapılan HAD analizleri ise taze havalı 2 boyutlu analizleri içermekte ve iç ünitenin çeşitli noktalarından taze hava iletilmesi durumunda iç ünite hava akışındaki özellik değişimlerini görmeyi amaçlamıştır. “Taze havalı iç ünite HAD analizleri - 3B” bilgisayar destekli tasarım (BDT) aparat modellerinin iç ünite modeline eklenmesiyle yapılan üç boyutlu iç ünite analizlerini içermektedir ve taze hava iletim performansı program çıktısı olan iç ünite çıkışındaki debi azalmasına göre belirlenmiştir. “Taze havalı tüm sistem analizi - 3B” çalışmasında ise fan modelinin de eklendiği, dolayısıyla tüm sistemin çalışmasını simüle eden HAD analizi yapılmıştır. “Deney düzeneği ve aletleri (hava debisi testleri)” başlığı altında deneysel çalışmada kullanılan aletlerden ve düzeneden bahsedilmiştir.

3.1 Deney Düzeneği ve Aletleri (Hava Debisi Testleri)

HAD analizi için gerekli ön test çalışmaları, iç ünite fan devrinin Şekil 3.1’de görülen aletle ayarlanmasıyla, ayarlanmış olan fan devri için iç ünite çıkışındaki hava debisinin nozuldaki

basınç düşümüne göre bilgisayar kontrollü olarak ölçülmesiyle yapılmıştır. İç ünite çıkış ağzında yer alan yatay kanat, testler sırasında belirli açıklıkta sabitlenmiştir.



Şekil 3.1 Fan motor devri ayar cihazı

Motor devri, ayarlandıktan sonra ayrıca stroboskop ile ölçülerek kontrol edilmiştir. Stroboskop düzenli ve kısa çakışlarla kuvvetli ışık veren bir alettir. Bir cisim herhangi bir devirde dönerken stroboskop'un çakma frekansı değiştirilerek, cisim duruyormuş gibi gözüktüğündeki frekans belirlenir. Bu durumda cismin dönme frekansı ve stroboskop'un çakma frekansı bir birine eşittir. Stroboskop göstergesinden cismin devir sayısı okunmaktadır.



Şekil 3.2 Stroboskop

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi askıya asılmış olan iç ünite, nozulları bulunduran kanala bağlanmakta ve debi nozulda oluşan basınç düşümünden bilgisayar ekranına m^3/dk olarak yansımaktadır.



Şekil 3.3 İç ünite debi ölçümü

3.2 HAD Analizi İçin Ön Test Çalışmaları

Bir HAD analizi modeli hazırlanırken modelde yapılması mümkün olan basitleştirmelerin belirlenmesi gerekmektedir. Çalışma konusu olan iç ünite HAD analizi çalışmasında da önce mümkün olan basitleştirmeler belirlenmiştir. “Gereksinim Analizleri ve Kavram Geliştirme” çalışması kapsamında yapılan literatür araştırmasında da klima iç ünitesinin iki boyutlu analizinin yapıldığı makaleye rastlanmış ve böylece hazırlanacak olan iç ünite HAD analizi modelini önemli derecede basitleştirmek mümkün olmuştur. Aynı makalede eşanjör kanatlarının basınç düşümü katsayısıyla modellenebileceği gösterildiğinden bu açıdan da modeli basitleştirmek mümkün olmuştur.

Referans olarak alınan literatür çalışması sayesinde hazırlanmış olan HAD analizi modelinde eşanjör bölgesinde basınç kaybı katsayıları tanımlanması planlanmıştır. Önce hazırlanmış olan eşanjörsüz HAD analizi modeli sonuçlarını karşılaştırıp doğru analiz yapıldığından emin olmak amacıyla sadece dikey ve yatay kanatların takılı olduğu durumda iç ünite hava debisinin üç farklı devirde hangi değerler aldığı test yapılmıştır. Eşanjörsüz HAD analizi modelinin doğruluğundan emin olunduktan sonra ise modele eklenecek olan eşanjörün katsayılarının belirlenmesinde kullanılacak olan dikey, yatay kanatlar ve evaporatörün takılı

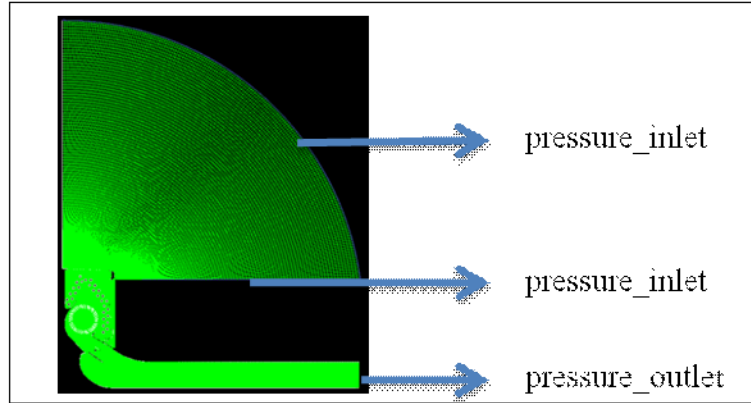
olduğu halde iç ünite hava debisinin değişik iç ünite fanı devirlerinde hangi değerler aldığı testleri yapılmıştır. Test sonuçları Çizelge 3.1’de görülmektedir.

Çizelge 3.1 İç ünite hava debisi değerleri (m³/dk)

Fan devri (d/d)	Dikey ve yatay kanatlar takılı	Dikey ve yatay kanatlar ve evaporatör takılı
1000	14,84	8,71
1200	18,09	10,92
1400	21,34	13,86

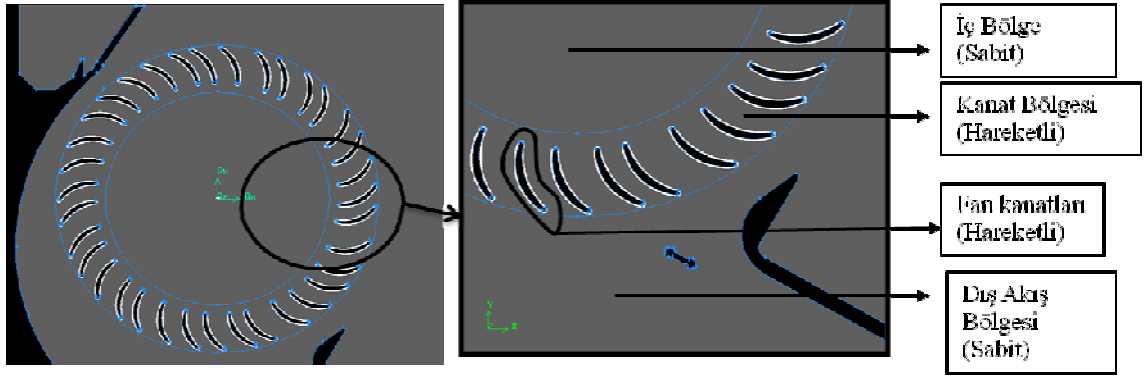
3.3 Evaporatörsüz İç Ünite HAD Analizleri – 2B

İki boyutlu evaporatörsüz HAD analizleri, daha sonraki HAD analizi modellerinde de kullanılmak üzere kontrol yüzeyi geometrisinin, türbülans modelinin ve ayrıklaştırma tekniğinin kararlaştırılması için ön çalışma olarak yapılması gerekmiştir. Literatür araştırması ve tecrübelerle dayanarak kontrol yüzeyi ve sınır şartları Şekil 3.4’teki gibi tasarlanmış, kullanılmıştır. Kontrol hacminin giriş kenarına “pressure_inlet” sınır şartı verilirken, çıkış kenarına “pressure_outlet” sınır şartı verilmiştir.



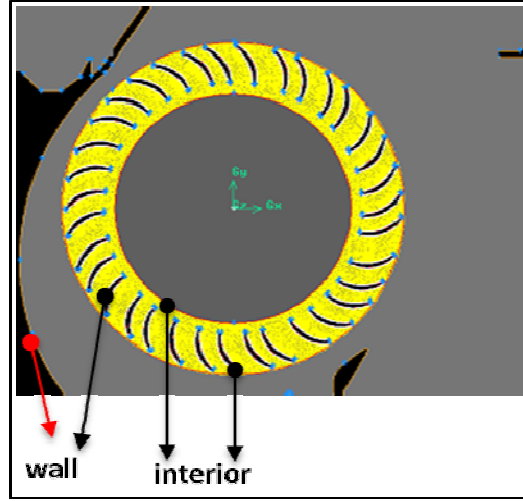
Şekil 3.4 Kontrol yüzeyi giriş - çıkış sınır şartları

Kontrol yüzeyi iç tarafı ise Şekil 3.5’te gösterildiği gibi fan kanatları ve fan kanatlarının bulunduğu bölgenin hareketli, kalan yüzeylerin ise sabit olduğu bir model olarak tasarlanmıştır.



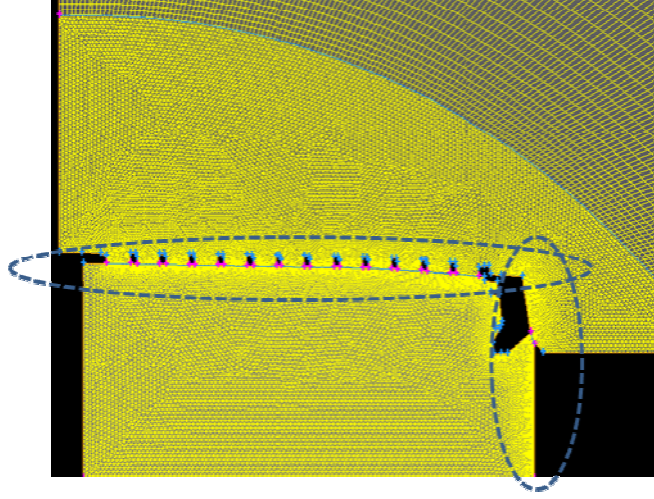
Şekil 3.5 Kontrol yüzeyi iç bölgesinin modellenmesi

Modelde, Şekil 3.6'da görüldüğü gibi akımın geçmesinin istenmediği bölgeler “wall”, akımın geçeceği “face” leri ayıran “edge” lere ise “interior” sınır şartı verilmiştir.



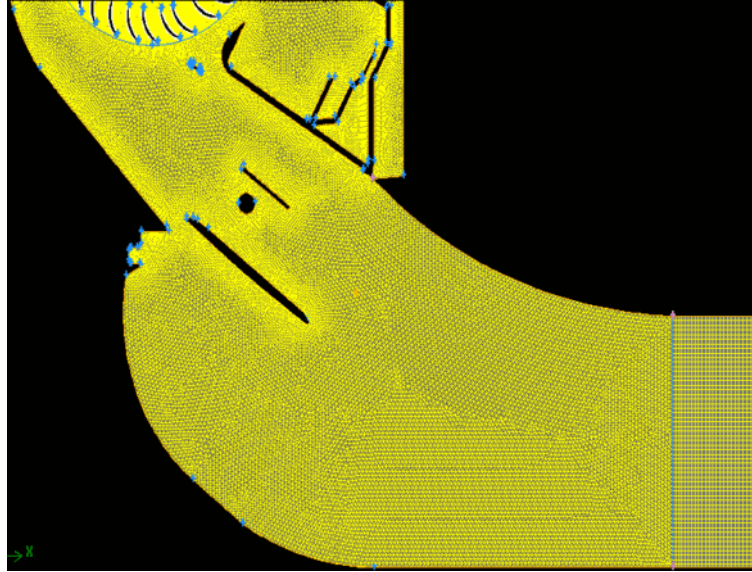
Şekil 3.6 Kontrol yüzeyi iç bölgesi sınır şartları

Mesh yapısı modelin tümünde hibrid olarak tasarlanmıştır. Giriş ve çıkışta “quad” eleman tipi kullanılarak çözüm için gerekli eleman sayısı azaltılmıştır. İç yüzeylerde genellikle “tri” eleman tipi kullanılmış ve eleman boyutları yüzeylerden alınan referans değere göre belli bir artım oranı kullanılarak yüzeye temasta olmayan bölgeye doğru genişleyecek şekilde boyutlandırılmıştır. Böylece akışkanın çeşitli özellik gradyanlarının yüksek değerlerde olacağı bölgelerde daha sık çözüm elemanı kullanılmasına rağmen tüm kontrol yüzeyi için optimum eleman sayısı hedefine ulaşılmıştır. Şekil 3.7’de elipslerle işaretlenmiş olan çözüm ağı kısmından görülebileceği gibi kenarlarda yoğunlaştırılmış tri eleman tipi iç ünite girişinin çözüm ağını oluşturmaktadır. Kontrol yüzeyi dış kenarına doğru uzanan yüzeyde ise yine Şekil 3.7’den görüleceği gibi “quad” eleman tipi kullanılmıştır.



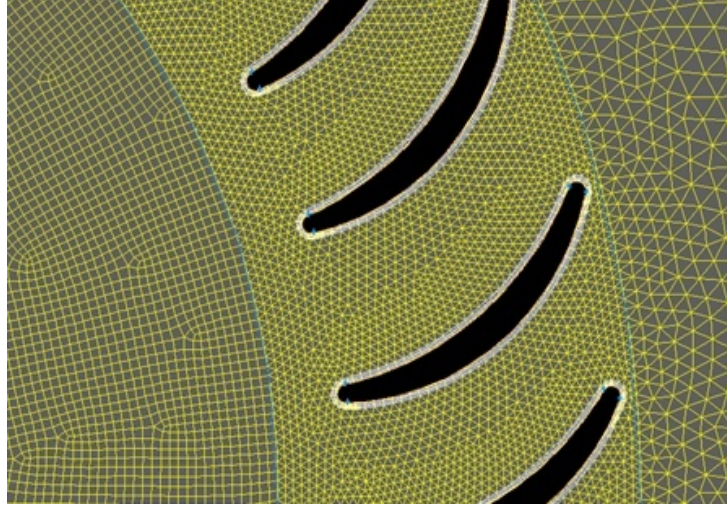
Şekil 3.7 İç ünite giriş yüzeyindeki çözüm ağı tasarımı

Şekil 3.8’de cihaz çıkışındaki çözüm ağı yapısı görülmektedir. İki yüzeyi ayıran ortak kenarın bir tarafında o kenardan referans alınarak boyutlandırılmış quad tipi çözüm ağı elemanları kullanılırken, diğer tarafında aynı kenardan referans alınarak boyutlandırılmış tri eleman tipi kullanılarak komşu yüzeylerin çözüm ağı oluşturulmuştur.



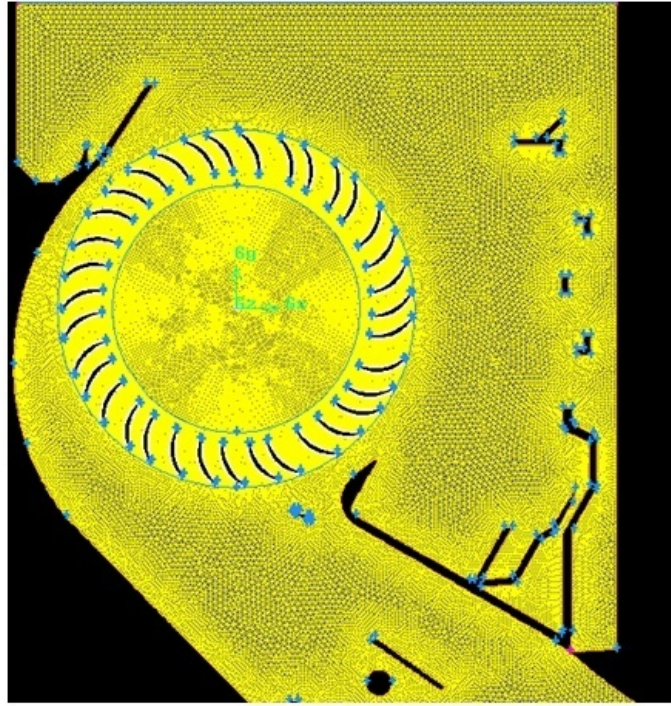
Şekil 3.8 İç ünite çıkış yüzeyinde oluşturulan çözüm ağı yapısı

Şekil 3.9’da görüldüğü gibi fan kanatlarının çözüm ağı “boundary_layer” yöntemiyle oluşturulurken, kanat sınır tabakalarının çevresi “tri” eleman kullanılarak ve yine “edge”lerden referans alarak boyutlandırılmıştır. Kanatların çevrelediği vorteks bölgesinin çözüm ağı (en iç daire) ise “quad” elemanlarla oluşturularak eleman sayısı azaltılmak istenmiştir.



Şekil 3.9 Fan bölgesi çözüm ağı

Fan kanatlarının çevresindeki çözüm ağı ise Şekil 3.10’da görüldüğü gibi yine “edge” lerden referans alınarak boyutlandırılmış “tri” elemanlarla oluşturulmuştur.



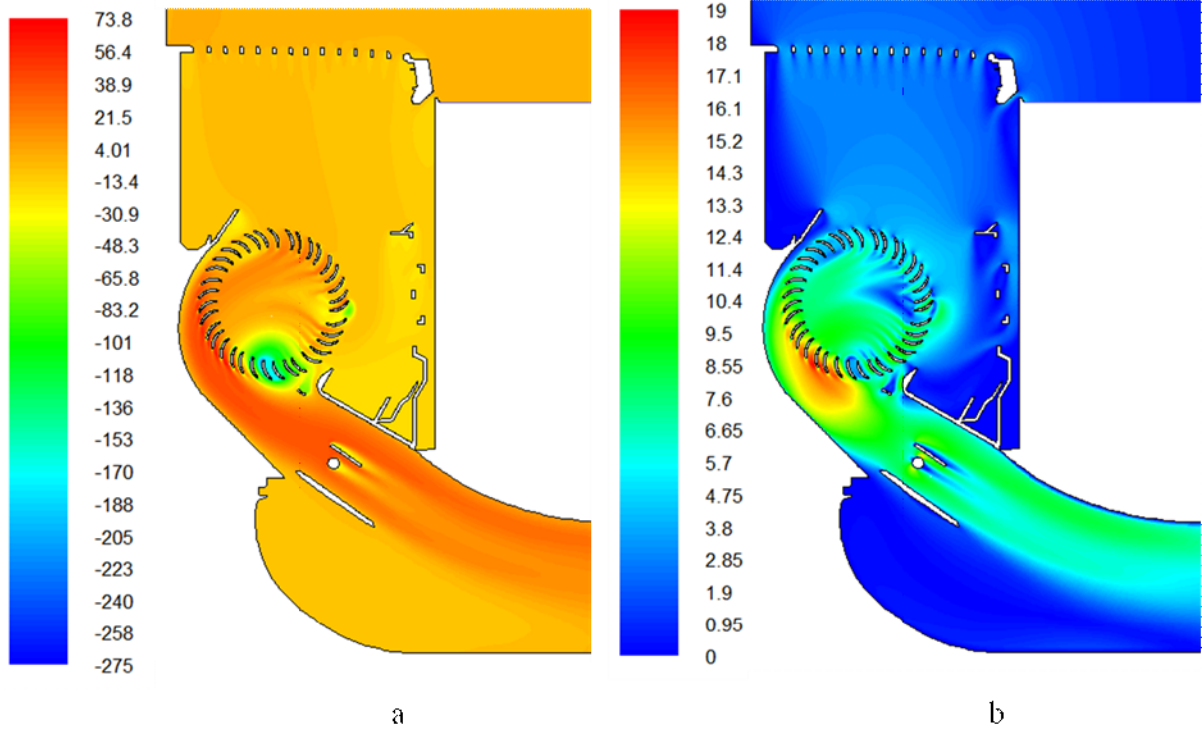
Şekil 3.10 Kenarlardan referans alınarak oluşturulmuş çözüm ağı

Model, Gambit programında hazırlandıktan sonra Fluent programına aktarılmaktadır. Aktarma işleminden sonra çözüm için kullanılacak türbülans modeli, ayrıklaştırma tekniği ve sınır şartlarının seçilerek çözüm modelinin belirlenmesi gerekmektedir.

Çözümde türbülans modeli olarak “k-ε”, ayrıklaştırma tekniği için; “first order upwind” ve SIMPLE seçilmiştir. Bu seçim literatür araştırmasında bahsedilmiş olan klima iç ünitesi HAD

analizini anlatan makaleye (Shih vd., 2007), Fluent (2001) firmasının yayınlamış olduğu kılavuz ve örnek uygulamalara ile tecrübeye dayanmaktadır.

213.291 adet çözüm elemanına sahip evaporatörsüz dikey ve yatay kanatlı model için basınç ve hız kontürleri 1000 d/d fan devri için Şekil 3.11'deki gibi oluşmuştur.



Şekil 3.11 1000 d/d için (a) basınç kontürleri [Pa] ve (b) hız kontürleri [m/s] – evaporatörsüz model

İki boyutlu evaporatörsüz HAD analizleri, hazırlanmış olan modelin geçerliliğini test edebilmek amacıyla 1000, 1200, 1400 d/d fan devri için yapılmıştır. Çizelge 3.2 incelendiğinde HAD analizleri cihaz çıkış debisi değerleriyle deneysel çalışmada ölçülmüş olan cihaz çıkış debisi değerlerinin büyük oranda örtüştüğü görülmektedir.

Çizelge 3.2 Evaporatörsüz HAD analizi sonuç tablosu

Analiz No	Eleman sayısı	İterasyon sayısı	Fan devri	Hacimsel debi	Deneysel veri	Hata payı
			d/d	m ³ /dk	m ³ /dk	%
1	213.291	8380	1000	13,90	14,84	6,33
2	213.291	8387	1200	17,52	18,09	3,18
3	213.291	8380	1400	20,62	21,35	3,37

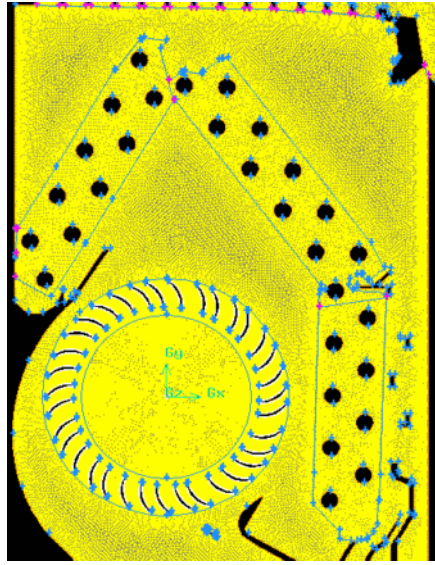
3.4 Evaporatörlü İç Ünite HAD Analizleri – 2B

Evaporatörlü model analiz çalışmalarının amacı evaporatörsüz modele evaporatör ekleyerek, bilinen test sonuçlarını sağlayacak olan Power Law Model katsayılarının belirlenmesidir.

Power Law model denklem (3.1)'de ifade edildiği şekilde Fluent'te indis notasyonu ile tanımlanmış, momentumun korunumu denklemlerindeki kaynak terimidir ve eşanjör kanatlarının bulunduğu bölgede basınç düşümü yaratacaktır. Model ampirik C_0 ve C_1 katsayılarından ve hız büyüklüğü teriminden oluşmaktadır.

$$S_i = -C_0 |V|^{C_1} \quad (3.1)$$

Evaporatörsüz model için hazırlanan çözüm ağına eşanjörün Şekil 3.12'deki gibi ilave edilmesiyle, evaporatörlü model küçük bir değişiklikle hazırlanmıştır. Eşanjör bölgesi çözüm ağı yapısı yine kenarlardan belli bir artımla boyut kazanan tri elemanlarla oluşturulmuştur.

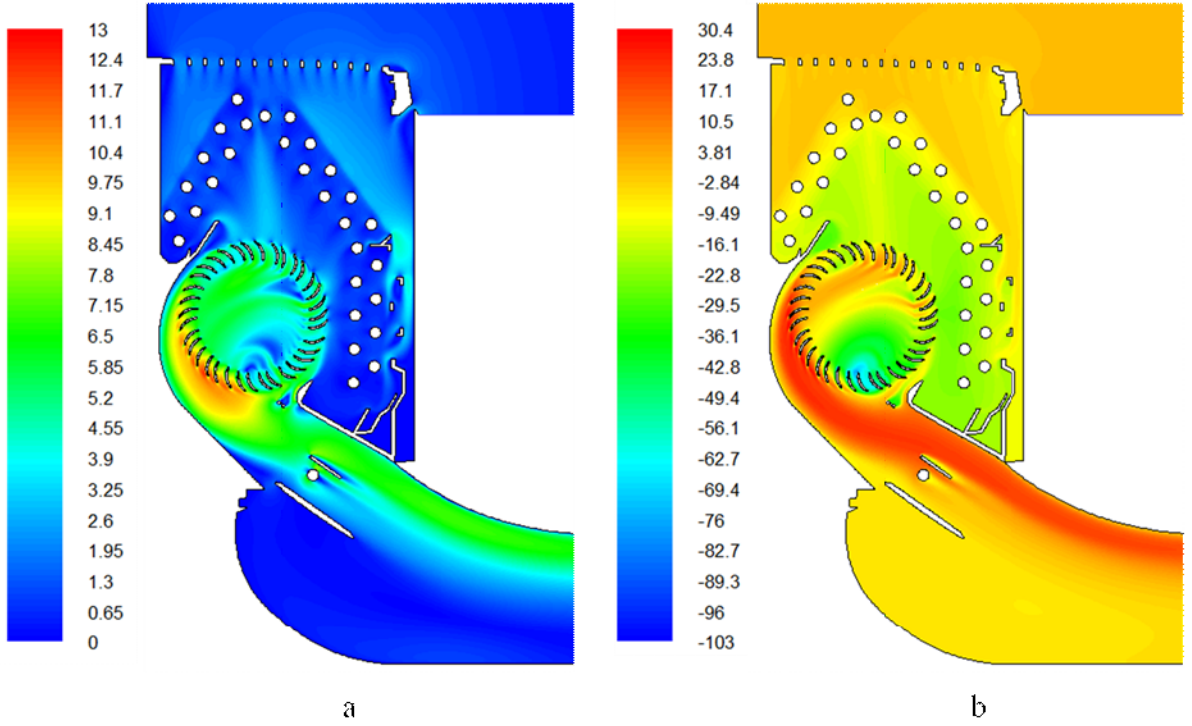


Şekil 3.12 Evaporatör bölgesinde oluşturulmuş çözüm ağı

Eşanjörlü modele sınır şartları atanırken eşanjör boruları “wall”, eşanjör çevresindeki akış geçecek olan iç kenarlara da interior sınır şartı atanmıştır.

Gambit'te hazırlanan model Fluent'e aktarıldıktan sonra aktifleştirilmesi gereken çözüm modelleri evaporatörsüz modelle doğrulandığı için aynı tutulmuştur. Eşanjör bölgesinde basınç düşümü oluşturacak eşanjör bölgesi çözüm modeli “Power Law Model” katsayıları C_0 ve C_1 'in bilinen test sonuçlarıyla doğrulanması amacıyla 47 adet HAD analizi yapılmıştır.

263.778 adet çözüm elemanına sahip evaporatörlü, yatay ve dikey kanatlı modelin 1000 d/d fan devri için basınç ve hız kontürleri Şekil 3.13'ten görülmektedir.



Şekil 3.13 1000 d/d için (a) basınç kontürleri [Pa] ve (b) hız kontürleri [m/s] – evaporatörlü model

47 adet HAD analizi sonucunda C_0 ve C_1 katsayıları sırasıyla 450 ve 1 değerlerini alacak şekilde modellendiğinde deneyler ile HAD analizi sonuçları arasında büyük oranda uyum sağlanmıştır.

Çizelge 3.3 Evaporatörlü HAD analizi sonuç tablosu

Analiz No	Eleman sayısı	İterasyon sayısı	C_0 / C_1	Fan devri	Hacimsel debi	Deneysel veri	Hata payı
				d/d	m^3/dk	m^3/dk	%
1	263.778	8380	450 / 1	1000	8,48	8,71	2,56
2	263.778	8380	450 / 1	1200	10,99	10,92	0,68
3	263.778	8380	450 / 1	1400	13,80	13,80	0,39

3.5 Taze Havalı İç Ünite HAD Analizleri – 2B

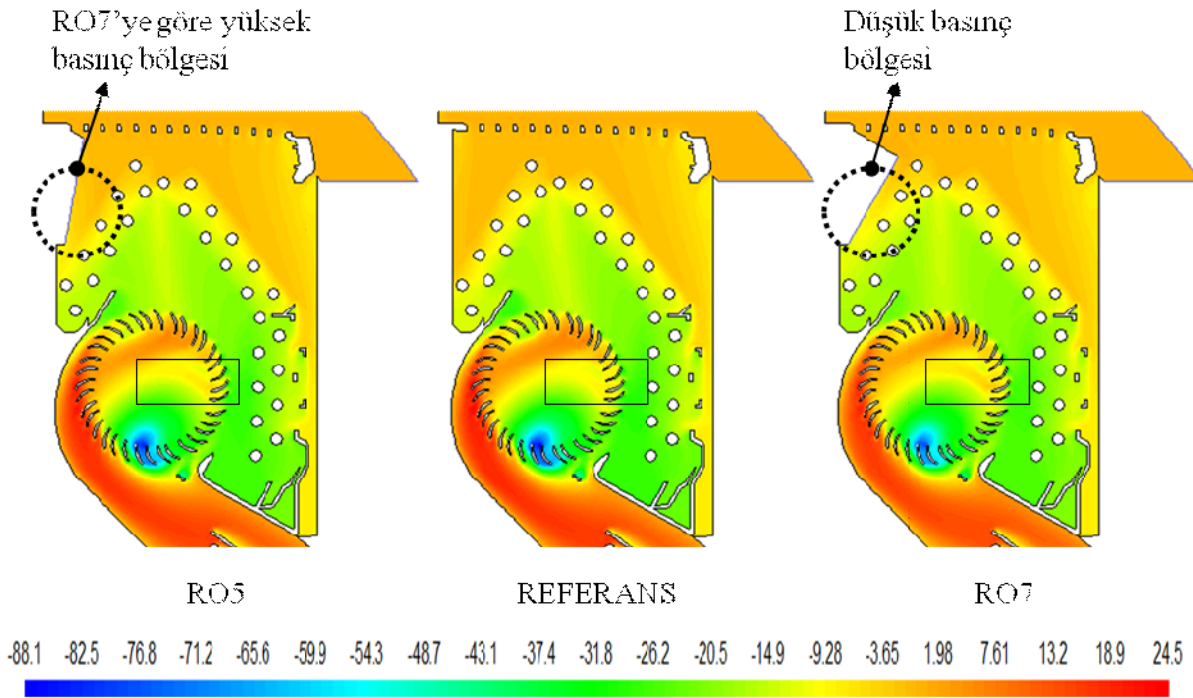
İki boyutlu taze havalı iç ünite HAD analizi çalışmalarında, iç ünitenin değişik noktalarından taze hava iletilmesi durumunda akış özelliklerinin nasıl değiştiği incelenmiştir. HAD analizleri temelde evaporatör öncesinden ve sonrasında taze hava üflenmesi olarak ikiye ayrılmıştır. Hem evaporatör öncesi hem de sonrası için yapılan HAD analizlerinde çeşitli parametreler denenmiştir. Taze hava üfleme hızı ise 500 lt/dk değerine göre analizlere dahil edilmiştir.

3.5.1 Evaporatör Öncesinden Taze Hava Üflenmesi – 2B

Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi çalışmasında evaporatörün arka bükümünün arkasında konumlanmış bir taze hava aparatının iç üniteye oluşturacağı akım bozulması aparatın üfleme açısı ve derinliğine göre değerlendirilmiştir.

300 mm genişlik için aparat üfleme açısı etkisinin incelenmesi referans olarak alınan orijinal (taze havasız ve aparatsız) durumu gösteren model ile RO5 ve RO7 taze hava aparatı tasarımlarının iç ünite hava akımına etkilerinin kıyaslanmasıyla sağlanmıştır. Şekil 3.14'te referans model, RO5 ve RO7'nin basınç kontürleri görülmektedir. RO5 modeli taze havayı 0,42 m/s hızla daha dik bir açıyla üflerken, RO7 modeli 0,44 m/s hızla daha küçük bir açıyla evaporatöre daha yakın bir şekilde taze hava üflemeaktadır. Analiz sonucunda taze hava üfleme ağızı basınç değerleri RO5 için -3.63 Pa, RO7 için -7.34 Pa olarak hesaplanmıştır.

300 mm derinlik için iç ünite çıkışındaki toplam hava debileri "referans model" için 4,02 m³/dk, RO5 için 3,87 m³/dk, RO7 için 3,58 m³/dk değerlerindedir, dolayısıyla her iki durum için cihaz çıkış debisi azalmış, yani iç ünite hava akımına zarar verilmiştir. Debi azalmasına sebep olan akım özelliği bozulması dikdörtgenle işaretlenmiş bölgelerden görülebilmektedir.

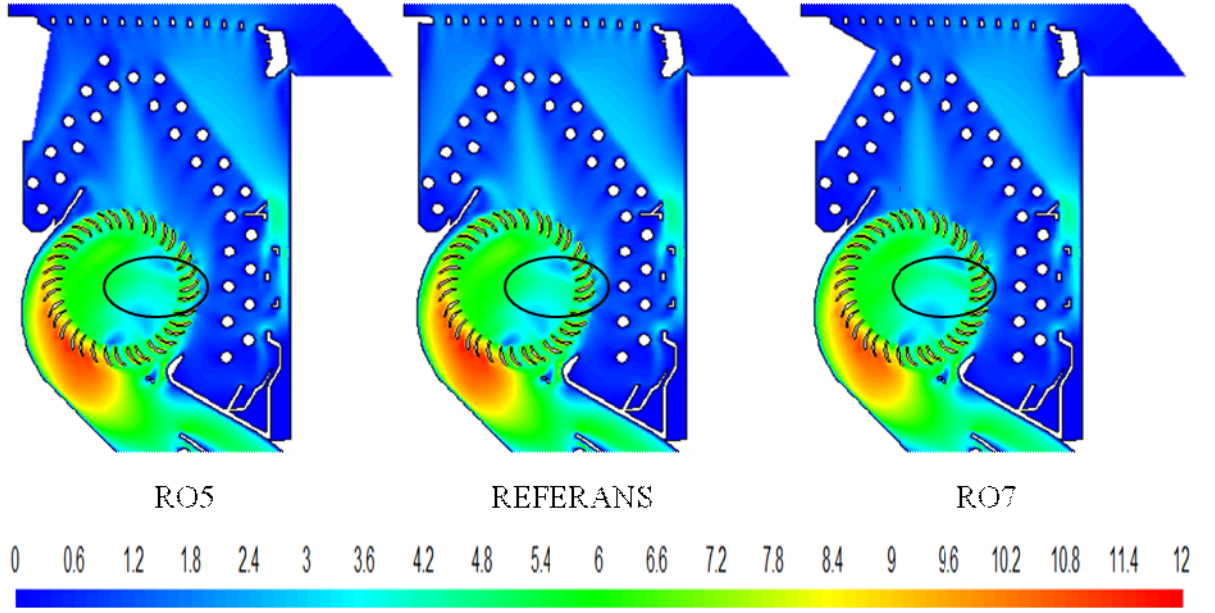


Şekil 3.14 Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan basınç [Pa] kontürleri (300 mm genişlik)

Üfleme ağızı geniş ve üfleme açısı küçük olduğunda taze hava akımı hızı, oda havası akımına uyum sağlayamadığı için vorteks şiddeti azalmaktadır. RO7 modelinde üfleme ağızına giremeyen oda havası akımı bu bölgede basıncı yükseltmemekte ve aynı bölgede vakum

karakterinde bir etki oluşmaktadır, dolayısıyla taze hava iletimi iç ünite fanı tarafından sağlanmaya çalışılmakta ve fan yükü artmaktadır.

Şekil 3.15'te görülen referans model, RO5 ve RO7'ye ait hız kontürleri incelendiğinde elipsle işaretlenmiş kısımlardan da görülebileceği gibi RO5 ve RO7 modellerinde referans modeldeki aynı bölgeye göre daha hızlı bir akım oluşmakta ve fan bölgesindeki akım özelliğinin olumsuz yönde değişmesinin iç ünite çıkışındaki toplam hava miktarını azalttığı anlaşılmaktadır.

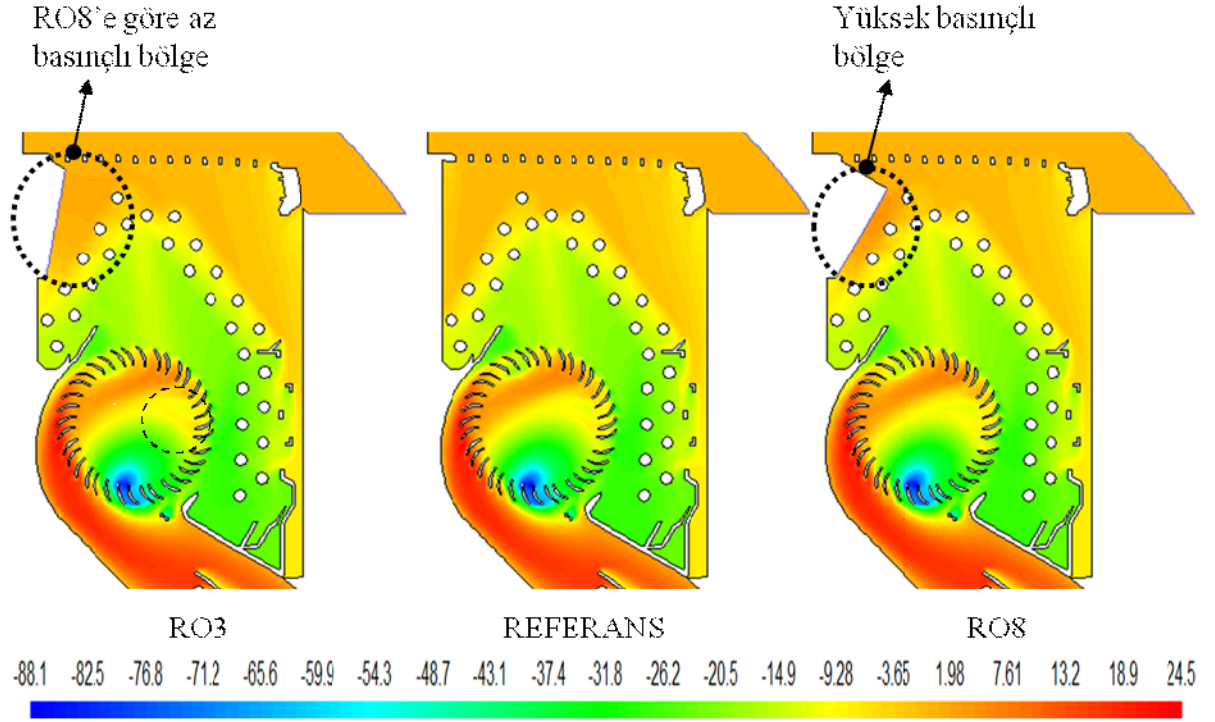


Şekil 3.15 Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan hız [m/s] kontürleri (300 mm genişlik)

Evaporatör öncesinden üflemede derinliğin etkisini görebilmek için bir önceki modeller kullanılarak taze havanın 100 mm derinlik boyunca üflendiği durumda oluşan basınç ve hız kontürlerinin analizi yapılmıştır. Taze hava çıkış hızı RO3 için 1,26 m/s, RO8 için 1,35 m/s iken taze hava çıkış ağızı basınç değerleri aynı sırayla -0,489 Pa, 1,4 Pa olarak hesaplanmıştır.

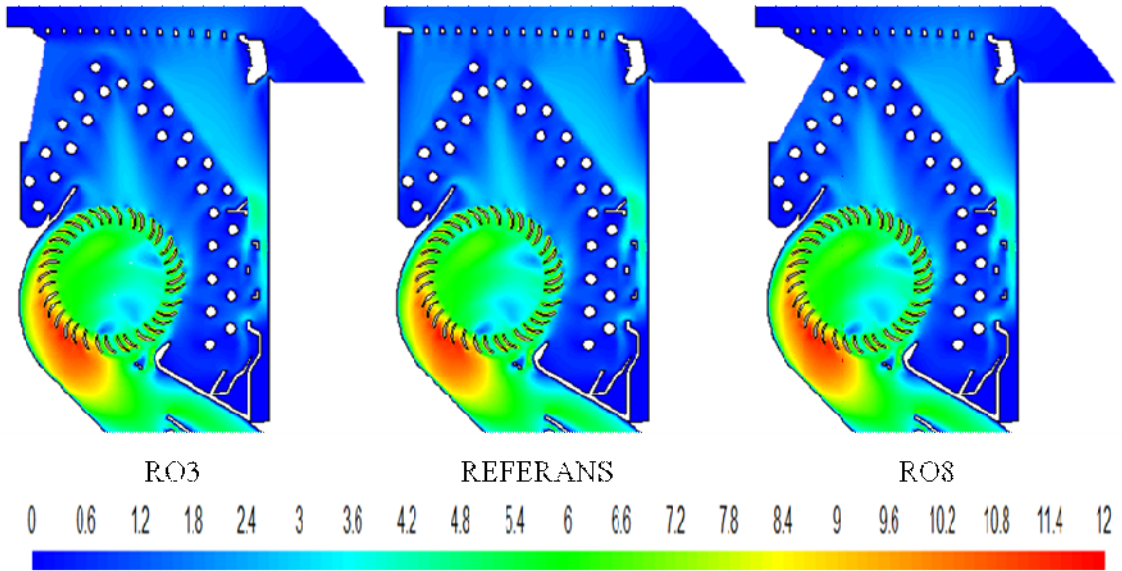
Referans modelde iç ünite toplam çıkış debisi 1,342 m³/dk, RO3 modelinde 1,266 m³/dk , RO8 modelinde 1,356 m³/dk'dır, dolayısıyla RO8 modeli iç ünite hava akımını bozmamaktadır. Bunun sebebi RO8 modelinde taze hava çıkış ağızında oluşan yüksek basınç bölgesinin fan arkasında basınç artımı oluşturarak iç ünite fanının yükünü azaltmasıdır.

Şekil 3.16 incelendiğinde ve RO8 modelinin daha fazla debi gönderdiği düşünüldüğünde, fan performansı açısından havanın en uygun şekilde iletiminde akım profilinin önemini RO3'te bulunan, RO8'de bulunmayan hızlı akımlı bölge ispatlamaktadır.



Şekil 3.16 Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan basınç [Pa] kontürleri (100 mm genişlik)

Şekil 3.17 'deki hız kontürleri incelendiğinde fan hız kontürlerinde hız değerleri bir birine yakın değerlerde olduğundan belirgin bir fark görülememektedir.



Şekil 3.17 Evaporatör arkasından açılı taze hava üflenmesi durumunda oluşan hız [m/s] kontürleri (100 mm genişlik)

Sonuç olarak 300 mm genişlik için evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda üfleme aparatının arka evaporatör bükümüne yaklaşması iç ünite akımını bozucu etki gösterecektir. 100 mm genişlikten taze hava üflenmesi durumunda ise bir önceki sonucun tam

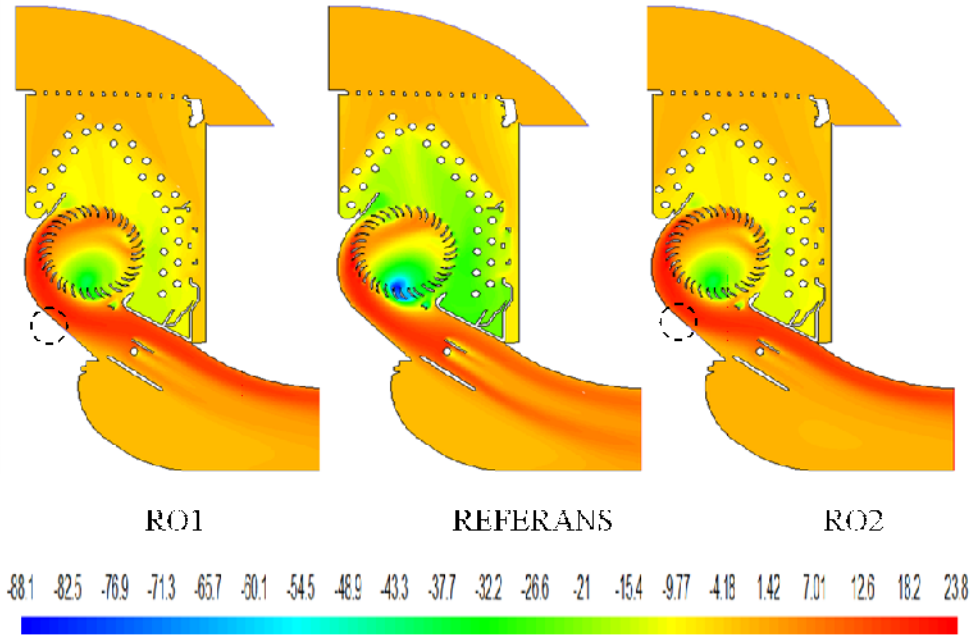
tersi bir durum oluşmakta ve iç ünite hava akımını bozmamak için aparatın evaporatöre yakın durması gerekmektedir.

3.5.2 Evaporatör Sonrasında Taze Hava Üflenmesi – 2B

Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi çalışmasında iç ünite fanının arkasında konumlanmış bir taze hava aparatının iç ünite oluşturacağı akım bozulması aparatın üfleme genişliği ve açısına göre değerlendirilmiştir. Evaporatör sonrasında taze hava üfleme durumunda iç ünite çıkışında basınç arttığı için vorteks çapının büyüdüğü yani şiddetinin azaldığı belirlenmiştir. Taze havanın üflendiği bölge Şekil 3.18’de işaretlenmiştir.

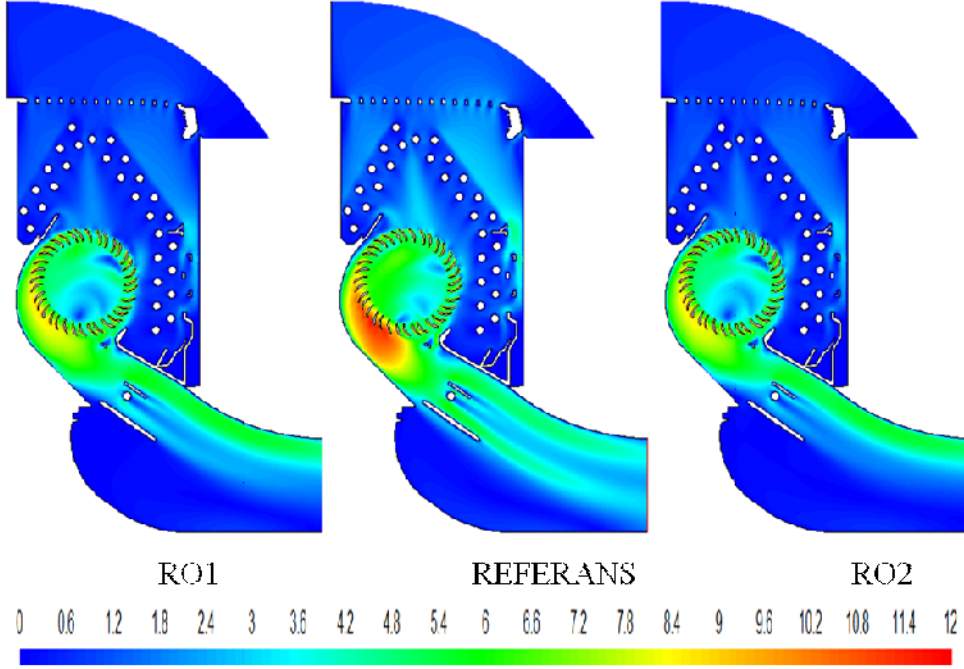
Evaporatör sonrasında taze hava üflemenin üfleme genişliğinden nasıl etkilendiğini görebilmek için 200 mm genişliğinde aparatı bulunan olan RO1 ve 300 mm genişliğinde aparatı bulunan RO2 modellerinin HAD analizi yapılmıştır. Modellerden RO1’in üfleme hızı 4 m/s iken, RO2’nin üfleme hızı 2,66 m/s’dir. Üfleme açısı ise -15° dir.

Hava iletim performansları aynı genişlik için kıyaslandığında; RO1’de oluşan iç ünite toplam üfleme debisi azalması %17 iken, RO2’de %26’dır. Bu durumun sebebi RO1’de taze hava akımı hızının RO2’ye göre daha yüksek olmasıdır. Ayrıca aşağıya doğru olan taze hava düşey bileşen hızı arttığı için taze hava aşağıya doğru daha fazla yönlenebilir. Şekil 3.18’de RO1 ve RO2 modeli için oluşan basınç kontürleri görülmektedir.



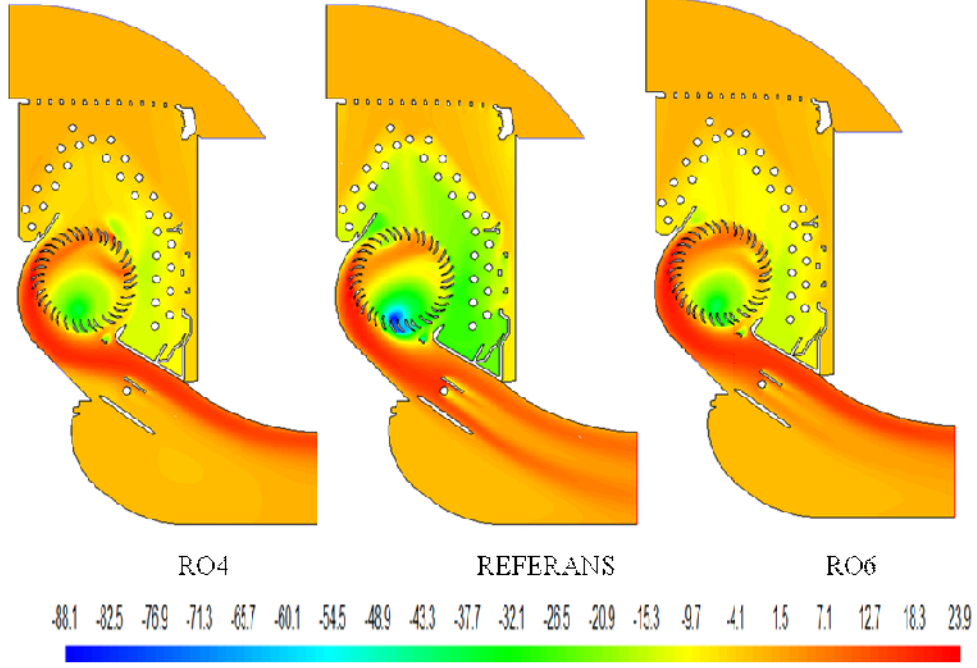
Şekil 3.18 Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda genişlik farkında oluşan basınç [Pa] kontürleri

Şekil 3.19'daki RO1 ve RO2 için oluşan hız kontürleri incelendiğinde taze havalı modellerde fandaki hızlanma bölgelerinin, vorteksin şeklinin ve şiddetinin değişmesi sebebiyle değiştiği ve akım hızının düştüğü görülmektedir. Akım hızının düşüşü evaporatörde daha az ısı transferine sebep olacaktır.



Şekil 3.19 Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda genişlik farkında oluşan hız [m/s] kontürleri

Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesinde akım doğrultusunda açılı şekilde üflemenin iç ünite hava akımını nasıl etkilediği RO4 ve RO6 modelleriyle incelenmiştir. RO4 ve RO6 modellerinin taze hava üfleme hızları aynı olup 2 m/s değerindedir. Üfleme açıları aynı sırayla 0° (x eksenine paralel) ve -15° dir. Oluşan vorteks şiddetleri RO4 için -37.5 Pa iken, RO6 için -39.5 Pa değerindedir. X eksenine paralel üflenen taze hava, fanın gönderdiği oda havasını doğrultusu sebebiyle engellemesiyle fan önündeki basınç yükünü artırmaktadır, bu durum vorteksin şiddetinin azalmasına sebep olmaktadır. Vorteks şiddeti azaldığında iç ünite fanı daha az oda havasını sirküle edebileceğinden üflenen hava sıcaklığı beklenenden ve istenenden çok daha farklı olacaktır. Şekil 3.20'deki basınç kontürleri incelendiğinde RO6'nın iç ünite çıkış ağzında RO4'e göre daha yüksek basınçlı bir bölge bulunduğu görülmektedir. Bu durum açılı taze hava üflenen RO6'dan daha fazla hava debisi sirküle olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.20 Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesinde açının etkisini gösteren basınç [Pa] kontürleri

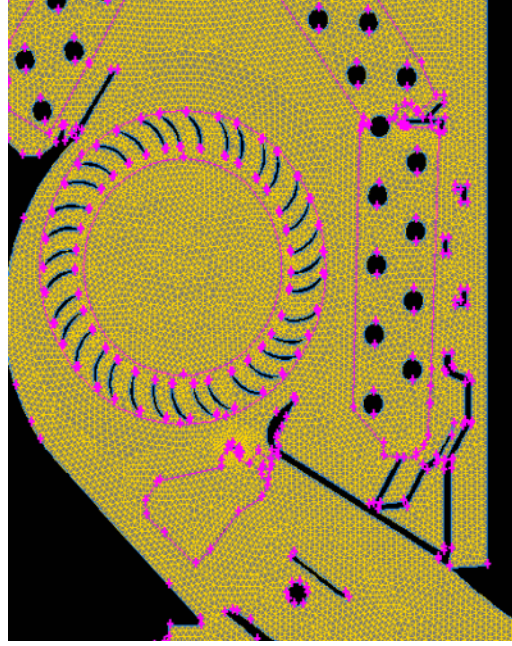
Sonuç olarak, evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi fanın üfleme doğrultusunda, açılı şekilde olduğunda cihaz çıkışındaki debi azalması en düşük değerine ulaşmaktadır. Üfleme hızı ise taze hava üflenene kesit genişliğine bağlı olduğu için dar bir taze hava üfleme kesidi iç ünite hava akımı hızında taze havayı üfleyeceğinden iç ünite akış bozulması azalacaktır.

3.6 Taze Havalı İç Ünite HAD Analizleri – 3B

Üç boyutlu taze havalı iç ünite HAD analizleri, iç ünite bağlantı aparatlarının monte edildiği noktalardan iletilen taze havanın iç ünite akış özelliklerini nasıl değiştirdiğini daha kesin sayılarla inceleme fırsatı vermiştir. Analizler 2B analizlerde olduğu gibi evaporatör öncesinden ve evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi olarak ikiye ayrılmıştır.

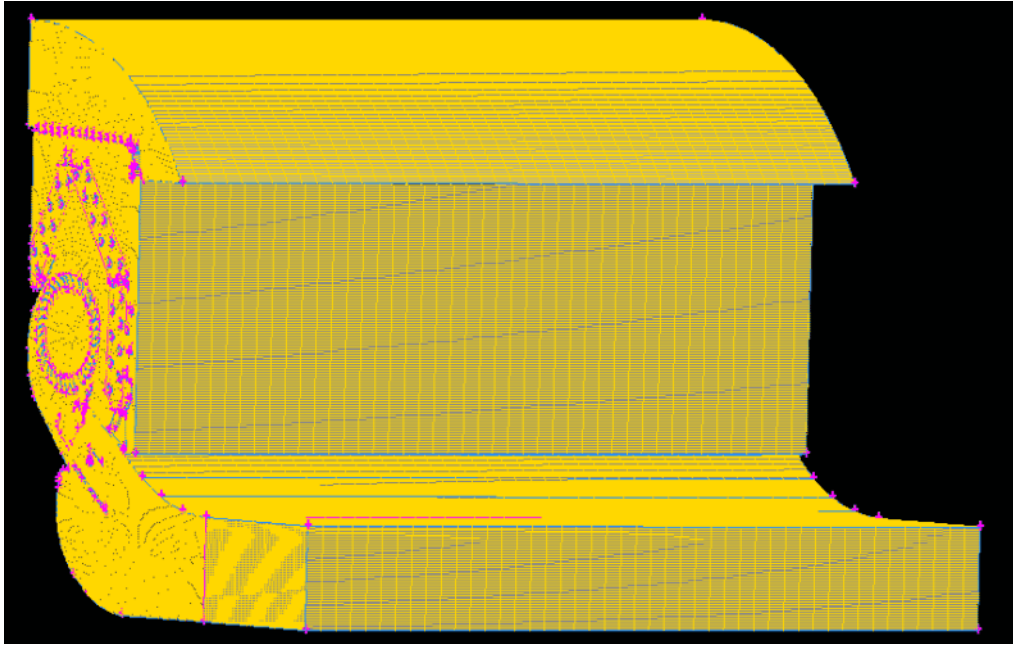
3.6.1 Evaporatör Öncesinden Taze Hava Üflenmesi – 3B

Üç boyutlu model hazırlanırken kullanılan sınır şartları iki boyutlu analizlerde kullanılan sınır şartlarıyla aynıdır. Üç boyutlu çözüm ağı elemanları ise iki boyutlu analizlerde kullanılan “tri” eleman tipinin iç ünite hacmi boyunca sürüklenmesiyle oluşturulmuştur. Üç boyutlu analiz çok sayıda çözüm ağı elemanı kullanılmasını gerektirdiğinden çözüm hızını makul ölçülere getirmek ve çözümü sonuçlandırabilmek için kontrol hacmi boyunca sürüklenen çözüm ağı elemanları Şekil 3.21’de görüldüğü gibi kaba elemanlardan oluşturulmuştur.



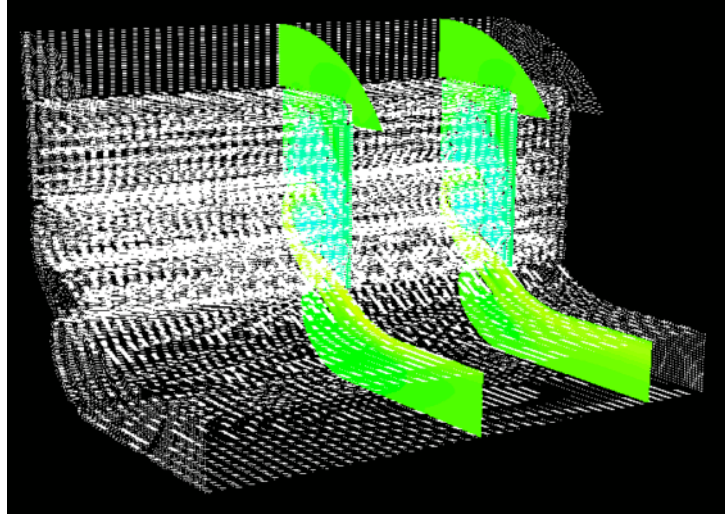
Şekil 3.21 Üç boyutlu analizlerde kullanılan çözüm ağının yan yüzeydeki yapısı

Oluşturulan çözüm ağının üç boyutlu görünüşü Şekil 3.22'deki gibidir. Aparatların çözüm ağları “tet/hyb” eleman tipiyle oluşturulmuş ve cihaz arkasına monte edilmiştir.



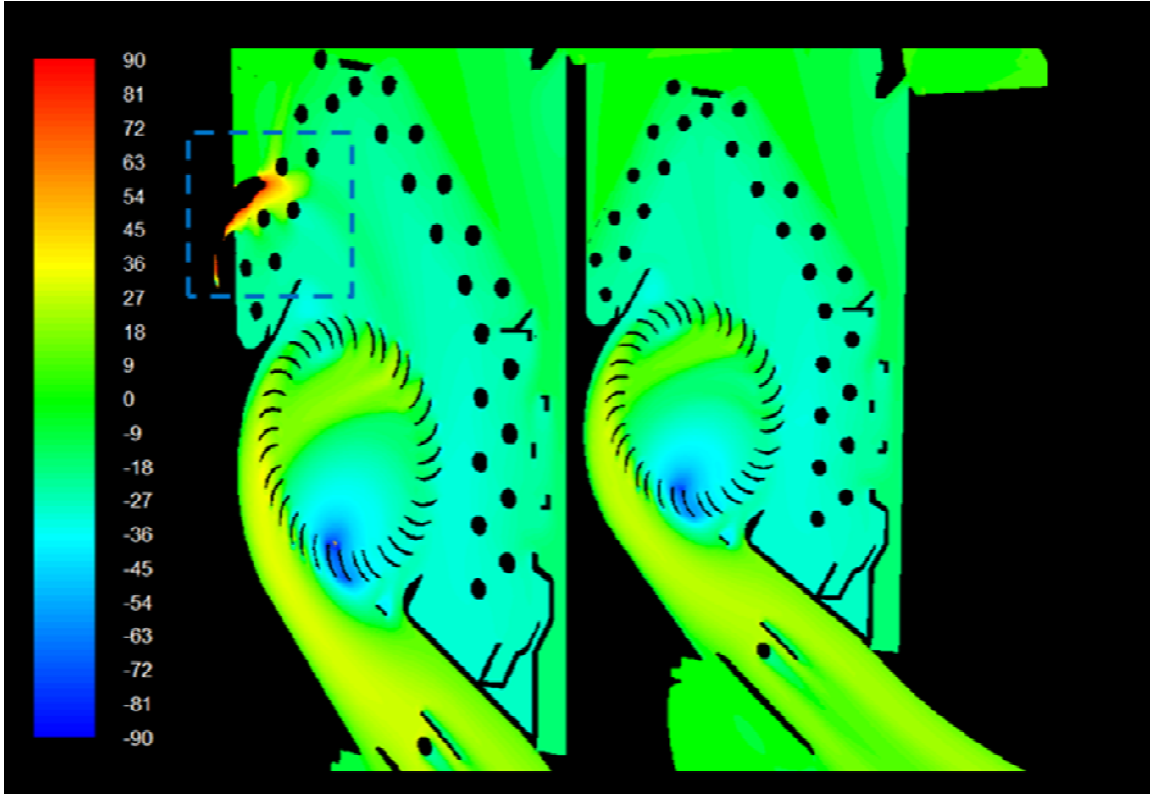
Şekil 3.22 Yan yüzeydeki elemanların sürüklenmesiyle oluşturulan çözüm ağı

Taze havanın etkisini tam olarak görebilmek için bir kesit tam ortadan alınırken, diğer kesit taze havanın etkisinin minimum düzeyde olduğu kenara yakın bir bölgeden alınmıştır. Şekil 3.23 incelendiğinde kontürleri incelenen kesitlerin hangi bölgelerden alındığı görülmektedir.



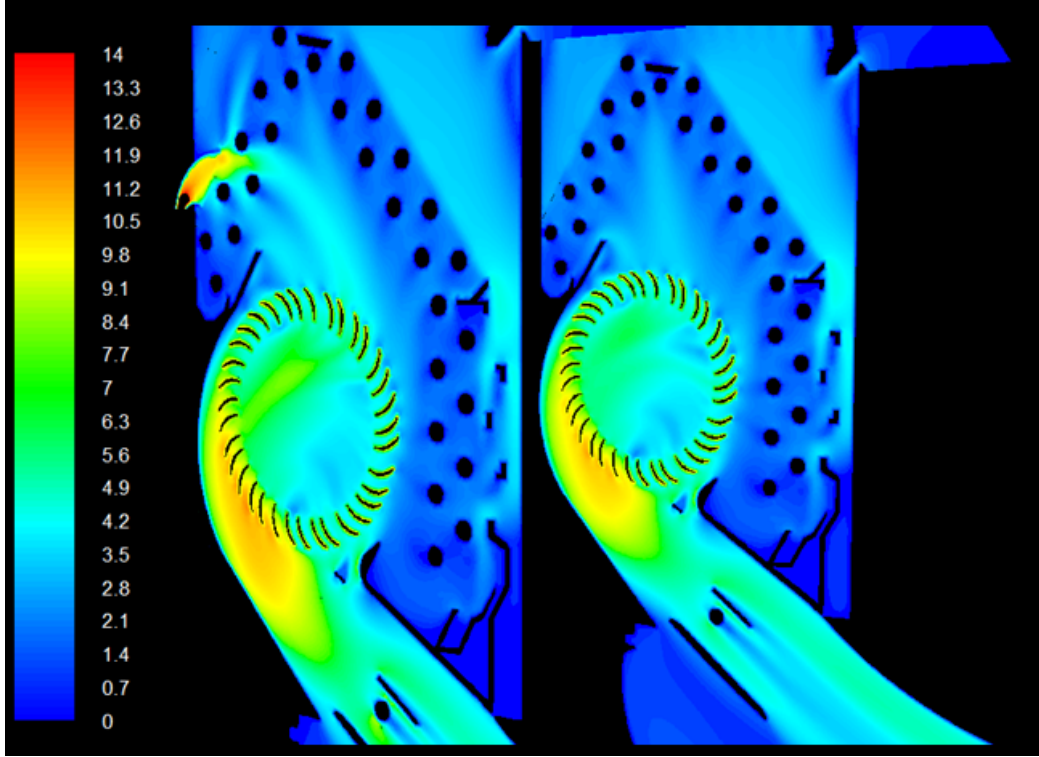
Şekil 3.23 Evaporatör öncesinden taze hava üflenene analizde incelenen kesitler

Şekil 3.24'te evaporatör öncesinden hava üflenmesi durumunda oluşan basınç kontürleri iki farklı mesafeden alınan kesitlerde görülmektedir. “3.5.1 Evaporatör Öncesinden Taze Hava Üflenmesi” başlıklı 2B çalışmada ulaşılan sonuca benzer şekilde, Şekil 3.24'te işaretli bölgeden de fark edilebileceği gibi taze hava üflenene kısım fan arkasında yüksek basınçlı bölge oluşturmaktadır ve fana destek olmaktadır. Taze hava üflenene kısımda vorteks şiddeti taze havasız keside göre yaklaşık 6 Pa daha yüksektir.



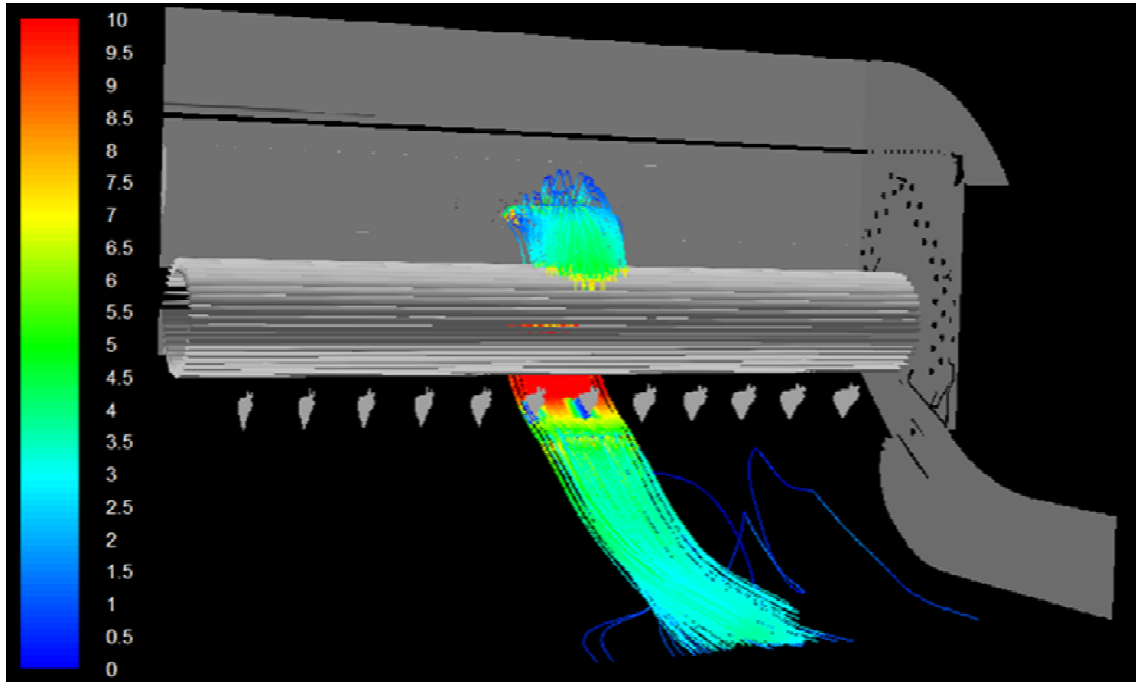
Şekil 3.24 Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan basınç [Pa] kontürleri

Şekil 3.25 incelendiğinde fan çıkışındaki hızlı akımlı bölgelerin farklı kesitlerde farklı alanlar kapladıkları görülmektedir. Taze hava iletilen kesitte fandan ayrılan hızlı akımın cihaz çıkışına doğru daha fazla alan kapladığı ve daha uzun olduğu görülmektedir.



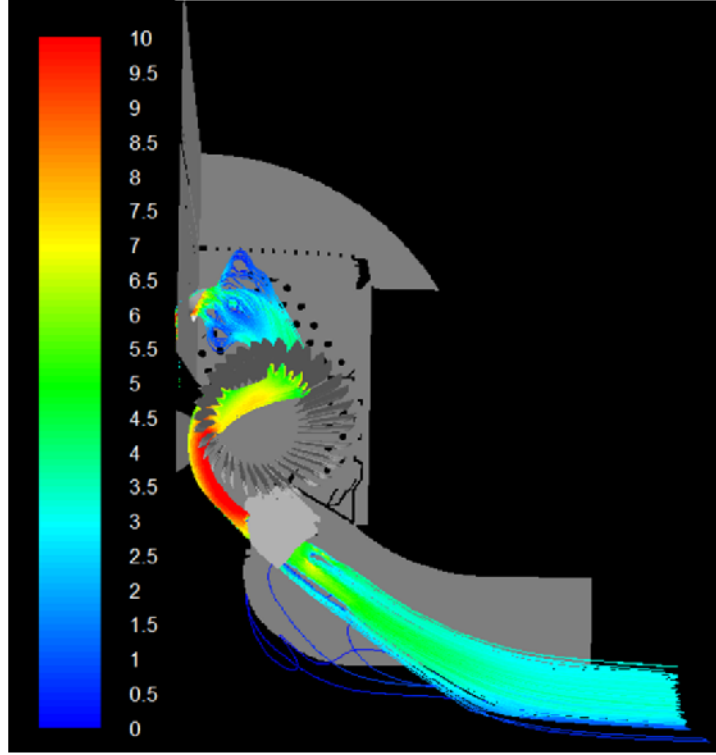
Şekil 3.25 Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan hız [m/s] kontürleri

Taze havanın aparattan çıkışı ve izlediği yol Şekil 3.25'teki gibi olmaktadır.



Şekil 3.26 Evaporatör öncesinden üflenilen havanın hıza [m/s] göre renklenmiş akım çizgileri

Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumunda akım çizgilerinin yandan görünüşü Şekil 3.27'deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.27 Evaporatör öncesinden üflenmiş havanın hızı [m/s] göre renklenmiş akım çizgilerinin yandan görünüşü

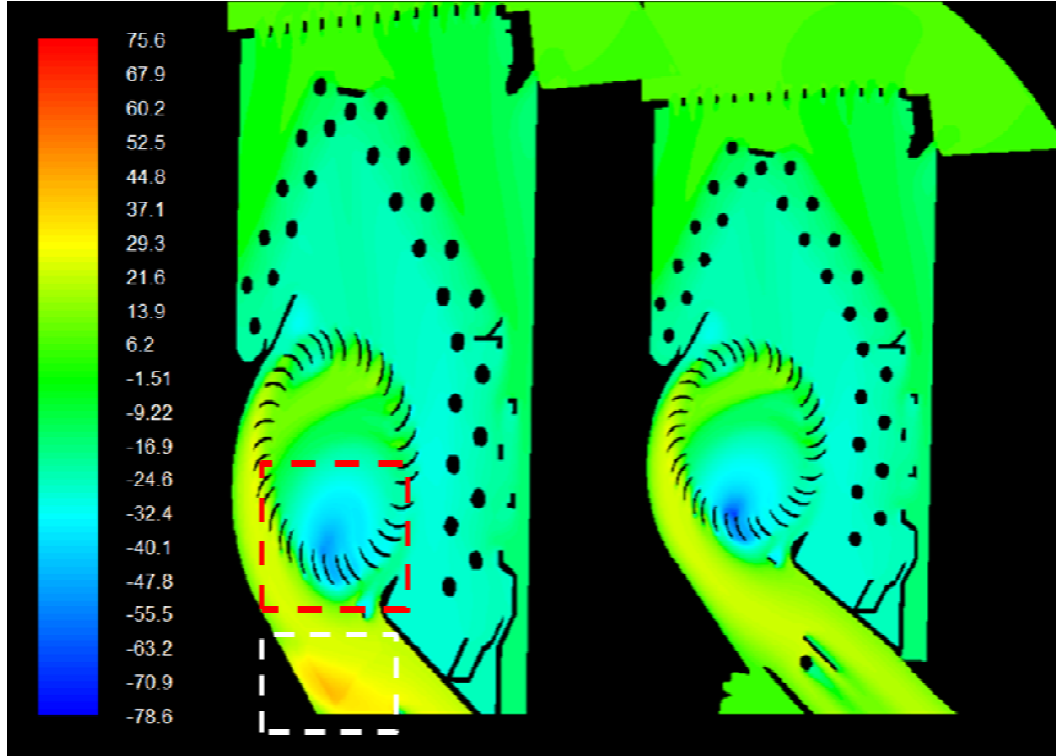
Analiz sonucuna göre iç ünite fanı 1000 d/d hızla döndüğünde evaporatör öncesinden 500 lt/dk taze hava iletilmesi durumunda klima cihazı çıkışındaki debi değeri $8,9 \text{ m}^3/\text{dk}$ olacaktır. Aynı fan devri için orijinal cihaz çıkış debisi testlerde $8,71 \text{ m}^3/\text{dk}$ olarak ölçüldüğüne göre modeldeki gibi tasarlanmış bir cihazda klima çıkışında debi azalması oluşmayacaktır.

3.6.2 Evaporatör Sonrasında Taze Hava Üflenmesi – 3B

Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi çalışmasında oluşturulan çözüm ağı yapısı evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi çalışmasında da aynen kullanılmış olup, kontürleri incelen kesitler bir önceki çalışmada Şekil 3.23'te ifade edilen kesitlerle aynıdır.

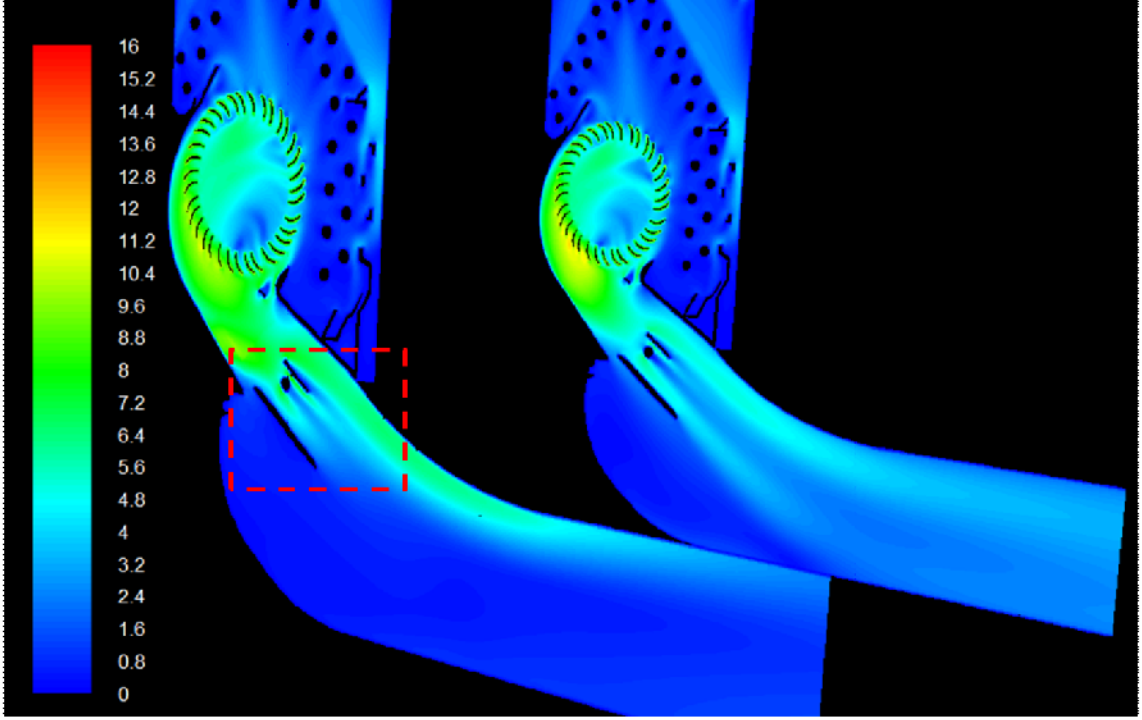
Şekil 3.28'deki kırmızı renkli dikdörtgenle işaretlenmiş bölgeden görülebileceği gibi evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi vorteks şiddetini azaltmaktadır. Klima iç ünitesi yan kenarındaki keside ait vorteks şiddetinin yüksekliği bahsedilen sonucu doğrulamaktadır. Evaporatör sonrasında üflenmiş havanın vorteks şiddetini azaltmasınının 2B analizlerle yapılan ön görülerle paralel özellikte olduğunu vurgulamak gerekmektedir.

Üflenen taze hava sebebiyle oluşan, beyaz renkli dikdörtgenle gösterilen, fan sonrasındaki basınç yükü kesitler arasında 10.4 Pa vorteks basınç farkına sebep olmaktadır.



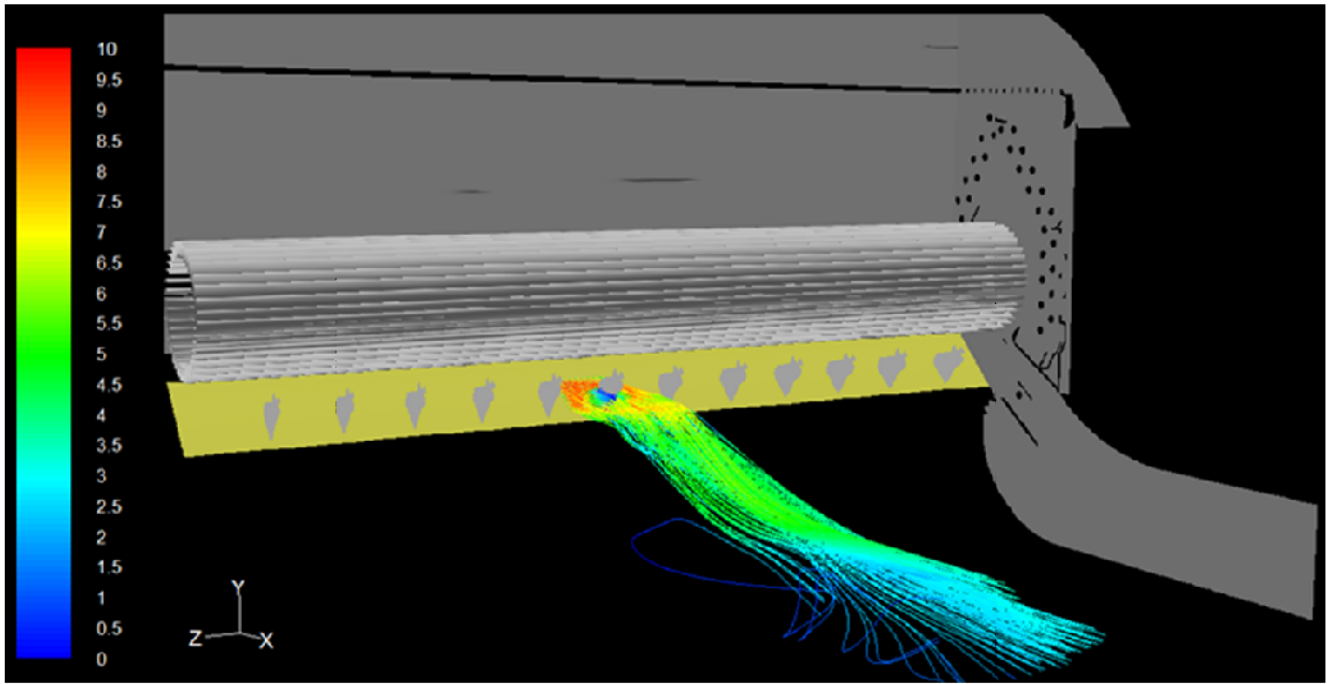
Şekil 3.28 Evaporatör sonrasından taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan basınç [Pa] kontürleri

Şekil 3.29'daki hız kontürleri incelendiğinde kırmızı renkle işaretlenmiş bölgede akımın yatay kanadın üst kısmında sıkıştığı görülmektedir. Bu bölgede sıkışan akım hem daha hızlı aktığı hem de duvarla daha fazla temas ettiği için fazladan basınç kaybına uğramaktadır. Bu durum iç ünite çıkışında hava debisi azalmasına sebep olacaktır. Ayrıca hava akımının üfleme ağzındaki yayılımı kısıtlandığı için üfleme ağzındaki sıcaklık ve hız dağılımının homojenliği azalmıştır. İç ünite üfleme ağzının üst kısmından bu kadar hızlı geçen hava akımı bu bölgede daha fazla terlemeye sebep olacaktır. Hızlı hava akımı bu bölgede oluşan damlacıkların saçılması sonucunu doğuracağından terleme problemi yaşanması da muhtemeldir.



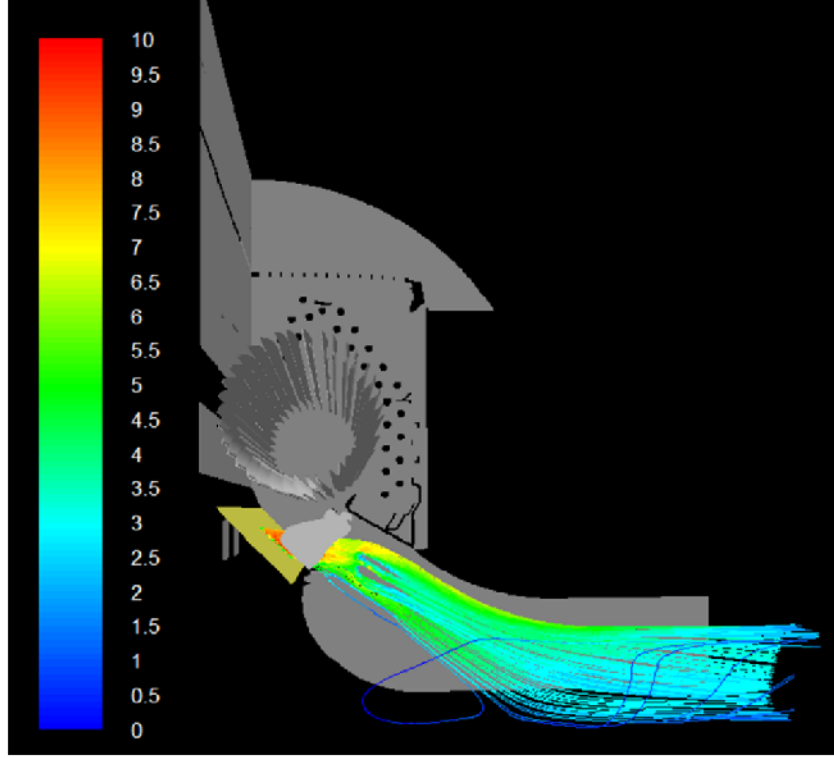
Şekil 3.29 Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda farklı kesitlerde oluşan hız [m/s] kontürleri

Evaporatör sonrasında üflenmiş taze havanın akım çizgisi Şekil 3.30'daki gibi olmaktadır.



Şekil 3.30 Evaporatör sonrasında üflenmiş havanın hızı [m/s] göre renklenmiş akım çizgileri

Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda akım çizgilerinin yandan görünüşü Şekil 3.31'deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.31 Evaporatör sonrasında üflenen havanın hızı [m/s] göre renklenmiş akım çizgilerinin yandan görünüşü

Analiz sonucuna göre iç ünite fanı 1000 d/d hızla dönerken evaporatör sonrasında 500 lt/dk taze hava iletilmesi durumunda klima iç ünitesi çıkışındaki debi değeri 8,58 m³/dk olacaktır. Aynı fan devri için orijinal, yani şasi üzerinde değişiklik yapılmamış klima cihazı çıkış debisi 8,71 m³/dk olduğuna göre modeldeki gibi tasarlanmış taze havalı klima cihazı çıkışında debi azalması oluşacaktır.

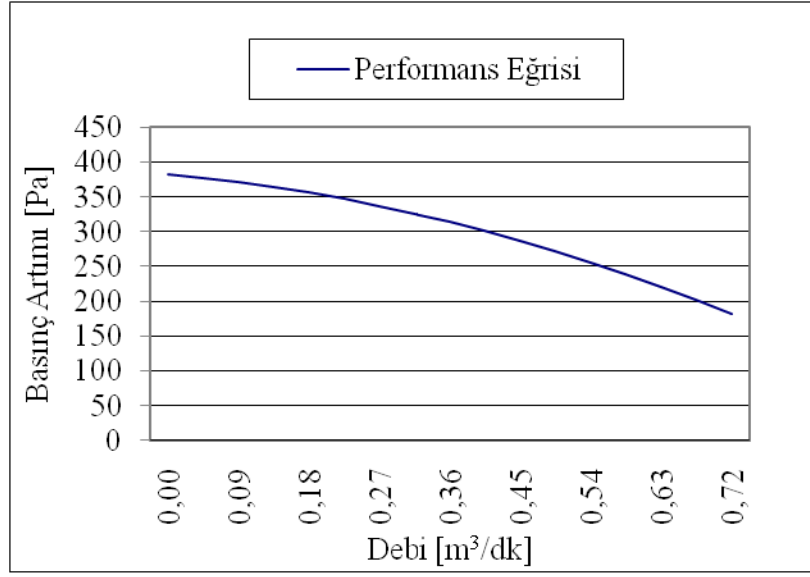
3.7 Taze Havalı Tüm Sistem HAD Analizi – 3B

Fluent programında herhangi bir “face”e veya “edge”e hızın fonksiyonu olarak oluşacak olan basınç artımı tanımlanabilmektedir. Basınç artımı tanımlanacak olan geometrik eleman eğer her iki yüzeyinde çözüm ağı elemanı bulunduran bir iç elemansa “fan” sınır koşulu kullanılması gerekirken, tek bir yüzeyde eleman bulunuyorsa “exhaust fan” veya “intake fan” sınır koşulu kullanılması gerekmektedir.

Tüm sistem HAD analizi çalışmasında kullanılan fan emiş fanı olup atmosferden taze havayı çektiği için “intake fan” sınır koşulu taze hava kanalının girişindeki “face”e atanmıştır.

Model geometrisi evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunun analiz edildiği modele taze hava kanalının eklenmesi ile hazırlanmıştır. Taze hava kanalının girişine “intake fan” sınır koşulu atanarak model tamamlanmıştır.

Simülasyonda kullanılan fanın performans eğrisi Şekil 3.32’de görülmektedir.



Şekil 3.32 Tüm sistem analizinde kullanılan fanın debi – basınç eğrisi

Analiz sonucuna göre Şekil 3.32’deki gibi performansı olan bir fan kullanıldığında sisteme 0.492 m³/dk taze hava sağlanması mümkün olacaktır. Ayrıca kanal statik basınç kontürleri kullanılarak taze hava kanalı girişine ve çıkışına çok yakın yüzeylerden alınan ölçümlere göre kanaldaki basınç düşümü 210,11 Pa olacaktır.

4. TASARIM ve TEST ÇALIŞMALARI

Tasarım ve test çalışmaları, tasarlanmış olan iç ünite aparatlarının iç üniteye nasıl sabitleneceklerinin öngörüsü yapıldıktan sonra hızlı prototiplenmiş numunelerde yaşanan montaj problemlerinin ifade edilmesiyle başlamaktadır. Devamında hızlı prototip numuneleri sayesinde iç ünitenin evaporatör öncesine ve sonrasına taze hava kanalının monte edilmesiyle taze havalı klima cihazı kapasite testleri yapılmıştır. Testler sırasında soğutma kapasitesi, taze hava debisi, klima cihazı çıkış debisi ve kanaldaki basınç kaybı ölçülmüştür. Bölümün sonunda HAD analizi çalışmaları sonucunda hesaplanmış olan basınç düşümü ve klima iç ünitesi çıkışındaki debi değerleri ile testlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Bahsedilen çalışmalara geçilmeden önce deney düzeneği ve aletleri anlatılmıştır.

4.1 Deney Düzeneği ve Aletleri (Kapasite Testleri)

Klima cihazı kapasite testlerinde iklimlendirilen iki ayrı oda kullanılmaktadır. Bu odalardan birinde dış ünite bulunurken diğer odada iç ünite bulunmaktadır. Test sırasında önce klima iç ünitesine giren havanın psikrometrik özellikleri ölçülmektedir. Daha sonra iç üniteden çıkan ve özellikleri değişmiş olan havanın hem çıkıştaki özellikleri hem de debisi 3.Bölümde Şekil 3.3'te bahsedilen kanalda ölçülmektedir. Test süresince alınan bu özellikler hemen kontrol panelindeki bilgisayar ekranına iletilmekte ve anlık ölçümler alınarak denge halindeki durumda kapasite değeri belirlenmektedir.

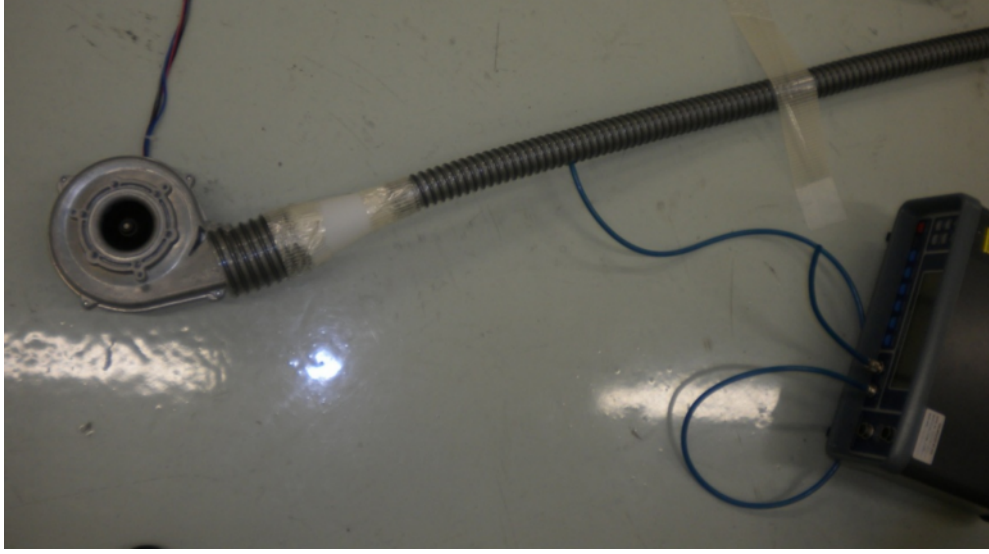
Taze hava kanalındaki hava debisi ölçümü Şekil 4.1'de bahsedilen anemometre ile yapılmıştır.



Şekil 4.1 Taze hava kanalında debi ölçümü yapılan anemometre

HAD analizi ile testlerin karşılaştırılmasını sağlamak için yapılan testlerde ise 3.Bölümde Şekil 3.1’de bahsedilen “fan motor devri ayar cihazı” ile iç ünite fan devri 1000 d/d değerine ayarlanmıştır.

Taze hava kanalındaki basınç düşümünün bulunması için kanalın girişindeki ve çıkışındaki basınç değerinin ölçülmesi gerekmiştir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi kanal çeperinin delinmesi ve bu deliğe, manometreye bağlı bir hortumun ucunun hafifçe sokulması ile kanal girişindeki ve çıkışındaki basınç değerleri ayrı ayrı ölçülmüştür.



Şekil 4.2 Kanal basınç düşümünün manometre ile ölçülmesi

4.2 Üfleme Aparatı Yapısal Tasarımı

Üfleme aparatlarından evaporatör öncesinden taze hava üfleyen aparatın üfleme ağzının iç üniteye doğru uzaması, aparatın boyun kısmından şasideki yuvasına asılması imkanı sağlamıştır. Klima iç ünitesinin duvara asılmasını sağlayan askı sacı, aparatı şasiye bastırıldığından aparatın dengesizliğinin engellenmesinin mümkün olacağı öngörüsü yapılmıştır. Hızlı prototip numunesi ile yapılan denemede aparatın evaporatör üzerine düşmesi ihtimali olduğu, başka sabitleme çözümlerinin getirilmesi gerektiği görülmüştür.

Evaporatör sonrasında taze hava üfleyen aparat hava akışının olduğu iç ünite bölgelerine doğru sokulamadığından yuvasına tırnaklı geçme ile sabitlenmesi öngörülmüştür. Hızlı prototip numunesi ile yapılan denemede tırnaklı geçişin aparatın sabitlenmesinde yetersiz kalabileceği, bu sebeple şasi tabanına doğru uzayan ayaklara ihtiyaç duyulacağı düşünülmüştür.

4.3 Taze Havalı Klima Cihazı Kapasite Testleri

Evaporatör öncesinden ve sonrasında taze hava iletilmesi durumunda klima cihazı soğutma kapasitesinde kayıplar meydana geleceği öngörülebilmektedir. Yapılan soğutma kapasitesi testlerinde önce orijinal (aparatsız) klima cihazının testi yapılmıştır. Soğutma kapasitesi testleri evaporatör öncesinden ve sonrasında taze hava üflenmesi olarak yapılan iki adet testle devam etmiş ve sonlanmıştır. Test sonuçları Çizelge 4.1’de görülmektedir.

Çizelge 4.1 Taze havalı klima cihazı soğutma kapasitesi test sonuçları

Model	Soğutma Kapasitesi	Kapasite Kaybı
	kW	%
Orijinal (Aparatsız) Şasi	3,67	-
Evaporatör Öncesinden Üfleme	3,55	3,30
Evaporatör Sonrasında Üfleme	3,50	4,53

Evaporatör öncesinden taze hava üflendiğinde soğutma kapasitesi kaybı % 3,30 oranında olurken, evaporatör sonrasında taze hava üflendiğinde kayıp % 4,53 oranında olmaktadır.

Klima iç ünitesi, dış ünite ile birlikte çalışırken fan devri değişken değerler almaktadır. Testleri standartlaştırmak ve testlerin HAD analizleriyle uyumunu irdeleyebilmek adına hava debisi testleri sırasında iç ünite fan devri sabit tutulmuştur. Fan motor devri ayar cihazı ile 1000 d/d sabit hızla dönmesi sağlanan iç ünite fanı için yapılan hava debisi testleri sonuçları Çizelge 4.2’de görüldüğü gibi olmuştur.

Çizelge 4.2 Hava debisi testleri

Model	Taze Hava Debisi	Klima Çıkışındaki Hava Debisi
	m ³ /dk	m ³ /dk
Orijinal (Aparatsız) Şasi	-	8,71
Evaporatör Öncesinden Üfleme	0,5	8,86
Evaporatör Sonrasında Üfleme	0,5	8,39

Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda taze hava kanalındaki basınç kaybının hangi değerde olduğu da ölçülmüştür. İç ünite fanı 1000 d/d hızla dönüyor iken, taze hava 0,5 m³/dk debi ile iletilirken taze hava kanalındaki basınç kaybı 212,16 Pa olarak ölçülmüştür.

4.4 3B-HAD Analizleri ile Testlerin Karşılaştırılması

3.Bölümdeki “Taze Havalı İç Ünite HAD Analizleri-3B” çalışmasında evaporatör öncesinden ve sonrasında taze hava iletilen iç ünitenin çıkışındaki debi değerleri Fluent programı kullanılarak hesaplanmıştı. Bir sonraki çalışma olan “Taze Havalı Tüm Sistem HAD Analizi-3B” çalışmasında evaporatör sonrasında taze hava iletilmesi durumunda taze hava kanalında ne kadar basınç düşümü olduğu yine HAD analizi ile hesaplanmıştı. Her literatür çalışmasında rastlanabileceği gibi HAD analizleri test sonuçlarıyla kıyaslanarak hesaplama yoluyla ne kadar doğrulukta bir sonuç elde edildiği belirlenir. Çalışmanın bu aşamasında, taze havalı klima cihazının iç ünite çıkışında ne kadar hava debisi hesaplandığı ve ölçüldüğü, taze hava kanalında ne kadar basınç düşümü hesaplandığı ve ölçüldüğü ifade edilmiştir.

Çizelge 4.3 hesaplanan ve ölçülen klima iç ünitesi çıkışındaki debi değerlerini gösterirken evaporatör sonrasında taze hava üflendiği durumda taze hava kanalında ne kadar basınç kaybının meydana geldiğini de ifade etmektedir. Çizelgede yer alan hata payı, hesaplanan fiziksel değerlerin deneyde ölçülen değerine göre yüzde hata payını göstermektedir.

Çizelge 4.3 Hesaplanan ve ölçülen iç ünite çıkışındaki debi değerleri ve taze hava kanalı basınç kaybı

Model	Hesaplanan	Ölçülen	Hata payı
			%
Evaporatör Öncesinden Üfleme	8,90 m ³ /dk	8,86 m ³ /dk	0,41
Evaporatör Sonrasında Üfleme	8,58 m ³ /dk	8,39 m ³ /dk	2,31
Evaporatör Sonrasında Üfleme	210,11 Pa	212,16 Pa	0,96

5. SONUÇLAR

Klima cihazına taze hava sağlanması konulu bu çalışmada bir split klima cihazına taze hava sağlanması teorik ve pratik açıdan incelenmiştir. Çalışmada HAD analiz yönteminin gerçeğe ne kadar uygun sonuçlar verebildiği de irdelenmiştir.

Patent araştırmaları sonucunda taze havanın iç ortama iletildiği ve iç ortamdaki havanın dışarı atıldığı klima cihazları düşünüldüğünde bu özelliklerden herhangi birini veya her ikisini bulunduran tasarımların yapılmış olduğu görülmüştür. Sistemin hem taze hava sağlama hem de egzoz özelliği varsa sistemde oksijen jeneratörü kullanılmadığı belirlenmiştir. Taze hava sağlanan bir sistemde taze hava fanı, taze hava kanalı ve filtrenin mutlaka bulunması gerektiği anlaşılmaktadır ve bu elemanların dışarı ile bağlantılı olmak şartıyla iç ünite veya dış ünite konumlanabildikleri patent araştırmalarından çıkarılan diğer bir sonuçtur.

Literatür araştırmasında, sağlanması gereken iç ortam hava kalitesinin çeşitli gaz türlerinin miktarlarına göre standartlarla belirlenmiş olduğu görülmüştür. Başvuru kaynaklarından biri olan ASHRAE standardına göre iç ortamdaki CO₂ seviyesi 1000 ppm değerini geçmemelidir.

Literatürde, sağlıklı bir iç ortam havasında bulunması gereken partikül miktarı, OSHA standardına göre solunabilen 5 mikron boyutundaki partiküller için 5 mg/m³ iken, 5 mikrondan büyük partikülleri de içeren tüm partiküller için 15 mg/m³ olarak ifade edilmektedir (IDPH, 2009). Ayrıca normal bir insanın 0,3 lt/dk CO₂ ürettiği düşünüldüğünde kişi başına gerekli taze hava miktarının 428 lt/dk olması gerektiği hesaplanmaktadır (Wang, 2001).

Literatür çalışmasının devamında çapraz akışlı fan ile çalışan klima iç ünitesinin HAD ile simülasyonun mümkünlüğü araştırılmıştır. Klima iç ünitesi HAD analizi özelindeki literatür çalışmasının yok denecek kadar az olmasına karşılık, Shih vd. (2007) tarafından bu konuda yapılan bir çalışmaya rastlanmıştır. Yapılan iki boyutlu HAD analizinde eşanjör bölgesi “porous media” sınır şartıyla modellenmiş, k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

4,1 kW soğutma kapasiteli benchmark ürününün testleri sırasında cihaz soğutma kapasitesinde taze havalı çalışma durumunda 0,146 kW düşüş görülmüştür. 11,93 m³/dk değerindeki iç ünite hava debisi ise taze havalı çalışma durumunda 1,98 m³/dk azalmıştır.

Problemin teknik olarak incelendiği çalışma adımında hava iletilen kanalların boyutlandırmasında optimum boyutun hesaplama yoluyla öngörülmesi gerektiği aksi takdirde birim boyut daralmasına karşılık çok fazla basınç kaybı yaşanacağı tespit edilmiştir. Çalışmanın fan seçimi basamağında, ihtiyaç duyulan basınç artımını sağlayan herhangi bir

fanın kullanılmasının optimum sistem tasarımını sağlayamayacağı görülmüştür. Fanın debi-basınç karakteristiği eksenlerine çok yakın veya stol noktalarına yakın çalışma bölgelerinde fanın çok gürültülü çalışacağı ve ömrünün kısılacacağı literatürde ve imalatçı firmaların kataloglarında fan seçiminde dikkat edilmesi gereken önemli hususlar olarak ifade edilmektedir. G4 veya F5 sınıfı filtrelerin filtrasyon kabiliyetinin taze havalı klima sistemi uygulamaları için yeterli olacağı filtrelerle ilgili literatür araştırmasıyla öngörülebilmektedir.

İki boyutlu analiz çalışmalarıyla başlayan HAD analizi çalışmaları evaporatör öncesinden taze hava üflenmesinin iç ünite çıkışındaki hava debisini azaltmayabileceği, buna karşılık evaporatör sonrasında taze hava üflenmesinin iç ünite çıkış debisini azaltacağı öngörüsü yapılmıştır. Dolayısıyla evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi cihaz akış özelliklerini daha az bozmaktadır sonucu iki boyutlu taze havalı iç ünite HAD analizleriyle elde edilmiştir.

İki boyutlu analizler çapraz akışlı fanların performansının vorteks çapıyla alakalı olduğu sonucunu da ortaya koymuştur. Buna göre iç üniteye oluşan vorteks çapı arttıkça fanın iletebileceği hava debisi azalmaktadır.

Test çalışmalarına göre iç üniteye taze hava iletilmesi soğutma kapasitesinde kayıp yaşanmasına sebep olmaktadır. Evaporatör öncesinden taze hava iletildiğinde 3,67 kW soğutma kapasiteli bir klima cihazında 0,12 kW (% 3,30) soğutma kapasitesi kaybı yaşanırken, evaporatör sonrasında taze hava iletildiğinde kayıp 0,17 kW (% 4,53) olmaktadır.

Hava debisi testlerinde iç ünite fanının 1000 d/d hızla döndüğü sırada evaporatör öncesinden taze hava iletildiği durumda iç ünite çıkışında 0,15 m³/dk (%1,72) debi artışı olurken, evaporatör sonrasında taze hava iletildiğinde 0,32 m³/dk (%3,67) debi azalması meydana gelmektedir.

Testler sırasında hava iletim kanalında ne kadar basınç düşümü meydana geldiği de ölçülmüştür. Evaporatör sonrasında taze hava iletildiği durumda ölçülen basınç kaybı değeri 212,16 Pa'dır.

Çalışmanın sonunda yapılan üç boyutlu HAD analizleri ile test sonuçlarının karşılaştırması hesaplanan değerlerin test sonuçlarıyla makul ölçüde uyduğunu ifade etmektedir. Evaporatör öncesinden taze hava üflenmesi durumu için hesaplanan klima iç ünitesi çıkışındaki hava debisi değeri 8,90 m³/dk iken, testlerde ölçülen değer 8,86 m³/dk'dır. Dolayısıyla hesaplanan değer % 0,41 hata payıyla test sonucuna yaklaşmıştır. Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumunda hesaplanan klima iç ünitesi çıkışındaki hava

debisi $8,58 \text{ m}^3/\text{dk}$ iken, testlerde ölçülen değer $8,39 \text{ m}^3/\text{dk}$ 'dır. Evaporatör sonrasında taze hava üflenmesi durumu için hesaplanan değer hata payı % 2,31 olmuştur.

Üç boyutlu analiz çalışmalarından biri olan tüm sistem analizi ile basınç – debi karakteristiği bilinen bir taze hava fanı HAD analizi modeline ilave edilmiş ve ne kadar taze hava debisi iletebileceğini öngörmek böylece mümkün olmuştur. Buna göre evaporatör sonrasında taze hava iletilmesi durumunda hesaplanan taze hava kanalı basınç kaybı $210,11 \text{ Pa}$ 'dır. Testlerde ölçülen değer ise $212,16 \text{ Pa}$ 'dır. Dolayısıyla hesaplanan taze hava kanalı basınç kaybının hata oranı % 0,96 olmuştur.

Üç boyutlu HAD analizi çalışmalarıyla ve test çalışmalarıyla elde edilen nitel sonuçların iki boyutlu analizlerin sağladığı nitel sonuçlarla örtüştüğü görülmüştür. Bu sonuç amaca uygun hazırlanmış iki boyutlu analizlerin kesin sayısal sonuç almadığı durumlarda doğru yorumlar yapmak için kullanılabileceğini göstermiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli olarak seçilmiş olan “k-ε” türbülans modeli, SIMPLE ve “first order upwind” ayrıklaştırma modeli, klima iç ünitesi simülasyonunda kabul edilir sayısal sonuçlar vermiştir.

Üç boyutlu analizlerde kaba sayılabilecek eleman boyutları kullanılmasına karşılık taze havalı klima iç ünitesi simülasyonunda hesaplanan debi ve basınç düşümü değerleri test sonuçlarıyla önemli oranda uyuşmuştur. Bu durum klima iç ünitesi geometrisinin sürekli oluşu sebebiyle genişlik boyunca büyük özellik gradyanları oluşmamasına bağlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- AMCA, (2003), Fan Sourcebook, Air Movement and Control Association, Washington D.C.
- Anderson Jr., J.D., (1995), Computational Fluid Dynamics, McGraw-Hill, New York.
- ASHRAE, (2004), Standard 62.1:Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- ASHRAE, (2005), ASHRAE Handbook-Fundamentals, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- Fluent Inc., (2001), User's Guide, Fluent Inc.,Lebanon
- Fluent Inc., (2001), Tutorial Guide, Fluent Inc.,Lebanon
- Klemm, T. ve Gabi, M., (2003), "Numerical and Experimental Investigations of Cross-Flow Fans", Journal of Computational and Applied Mechanics, 5: 251-261
- Haaland, S.E., (1983), "Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow", Journal of Fluids Engineering, 103: 89-90
- Isısan , (2009), Klima Tesisatı, Isısan Yayınları, İstanbul
- McQuiston, F.C., Parker, J.D. ve Spitler, J.D., (2005), Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design, John Wiley and Sons, New York
- Oughton, D.R. ve Hodgkinson, S.L., (2008), Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings, Elsevier, Oxford.
- Quinn, P. ve Arnold, D.T., (2009), "Illinois Department of Public Health Guidelines for Indoor Air Quality", Illinois Department of Public Health, Illinois.
- Shih vd., (2007), "On similitude of the cross flow fan in a split-type air-conditioner", Applied Thermal Engineering, 28: 1853-1864.
- Tu, J., Yeoh, G.H. ve Liu, C., (2008), Computational Fluid Dynamics, Elsevier, Oxford
- Wang, S.K., (2001), Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill, New York.
- White, F.M., (2001), Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York

İnternet Kaynakları

- [1] <http://ep.espacenet.com>
- [2] www.daikin.com
- [3] www.elcoklima.com.tr
- [4] www.hitachiaircon.com
- [5] www.ebmpapst.com

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 24.03.1985

Doğum Yeri İstanbul

Lise 1999-2003 Beyoğlu Fındıklı Lisesi (Y.D.A)

Lisans 2004-2006 Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Lisans 2006-2008 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2009-2011 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enst.
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurum

2009-Devam ediyor Arçelik-LG Klima San. ve Tic. A.Ş. (Ar-Ge)