

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SPLIT KLİMALARIN İÇ ÜNİTELERİNDE KULLANILAN
FANLARIN OLUŞTURDUĞU AKIŞ ALANININ
İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Onur ÖZDEMİR

**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	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. PATENT ARAŞTIRMASI	15
4. LİTERATÜR VE PATENT ARAŞTIRMASINDAN ELDE EDİLEN BİLGİLER	25
5. FAN TEST DÜZENEĞİ	26
5.1 Deney Laboratuvarı ve Kullanılan Fan Test Tüneli	26
5.1.1 Nozul	28
5.1.2 Hava Düzleştiriciler	29
5.2 Debi Ölçümü	30
5.3 Fan Motoru Kontrolü	32
6. SAYISAL ANALİZ ÇALIŞMALARI	33
6.1 Modellerin Gambit Programında Hazırlanması	33
6.2 Hazırlanan Modellerin CFD' ye Aktarılması	35
6.3 Arka Duvar Geometrik Yapısı İle İlgili Sayısal Analizler	38
6.3.1 Arka Duvar Kavisi	39
6.3.2 Arka Duvar Üfleme Ağzı	41
6.3.3 Arka Duvar Yönlendirme Kanadı	43
7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	54
7.1 Prototipler ve Prototiplerin Deneye Hazırlanması	54

7.2	Klima İç Ünitesinin Fan Test Tüneline Bağlanması	56
7.3	Verilerin Kaydedilmesi ve Hava Debisinin Hesaplanması	56
7.4	Arka Duvar Geometrisinin Hava Debisi Üzerine Etkisi	57
7.4.1	Arka Duvar Kavisi.....	58
7.4.2	Arka Duvar Üfleme Ağızı	58
8.	SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI VE DENEYSEL SONUÇLARIN BİRLİKTE DEĞERLENDİRİLMESİ.....	59
9.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	61
	KAYNAKLAR.....	65
	ÖZGEÇMİŞ.....	66

SİMGE LİSTESİ

L	Kanat eksenel uzunluğu (mm)
D_1	Kanat iç çapı (mm)
D_2	Kanat dış çapı (mm)
Z	Kanat sayısı
β_1	Kanat giriş açısı
β_2	Kanat çıkış açısı
s_b	Kanat et kalınlığı (mm)
θ_R	Çapraz akışlı fanı saran arka duvar açısı
R	Arka duvar radyal genişliği (mm)
R_0	Arka duvar başlangıç noktası ile fan merkezi arasındaki mesafe (mm)
θ	Arka duvar üzerinde başlangıçtan itibaren her bir noktanın açısal ifadesi
θ^*	Arka duvar kavisinin radyal genişliğinin açısal ifadesi
R_2	Kanat dış yarıçapı (mm)
e_v	Arka duvar ile fan arasındaki mesafe (mm)
θ_s'	Arka duvar başlangıç noktasının çapraz akışlı fanın dikey eksenine yaptığı açı
e_R	Dil ile fan arasındaki mesafe (mm)
h_d'	Fan basma kanalının yüksekliği (mm)
s	Dilin yüksekliği (mm)
h_s	Fanın üst noktası ile dil arasındaki mesafe (mm)
h_d	Fanın alt noktası ile dil arasındaki mesafe (mm)
τ_A	Arka duvarı etkileyen geometrik ifadeler
τ_D	Dili etkileyen geometrik ifadeler
N	Fan devri (rpm)
Re	Reynold sayısı
k	Türbülans kinetik enerji katsayısı
ε	Türbülans enerji yayma oranı
I	Türbülans yoğunluğu
U_{ort}	Ortalama akış hızı (m/s)
D_h	Hidrolik çap (mm)
Φ	Akış katsayısı
u_t	Çevresel hız (m/s)
θ_1	Arka duvar başlangıç noktasının y eksenine yaptığı geniş açı
θ_2	Dil alt noktasının y eksenine yaptığı dar açı
$\dot{Q}$	Hacimsel debi (m^3/s)
C	Kanat kord uzunluğu (mm)
Pe	Eksantrik girdap merkezindeki toplam basınç (Pa)
θ_r	Kanat blokları arası dönme açısı
α_{r1}	Kanadın iç teğet açısı
α_{r2}	Kanadın dış teğet açısı
R_{ps}	Kanadın basınç (pressure) yüzeyinin yarıçapı (mm)
R_{ss}	Kanadın emme (suction) yüzeyinin yarıçapı (mm)
R_{EF}	Kanat basınç ve emme yüzeylerinin birleşimindeki yarıçap (mm)
A_{BCAM}	Dil başlangıç noktasının x eksenine yaptığı açı
A_{BV}	Arka duvar başlangıç eğrisinin açısal ifadesi
S_{HBCAV}	Hava çıkış bölümünün yatay mesafesi (mm)
S_{VBCAV}	Hava çıkış bölümünün dikey mesafesi (mm)
A_{FAVB}	Arka duvar başlangıç noktasından başlayarak akış yönünde uzanan yüzeyin y eksenine yaptığı açı
F_0	Arka duvar başlangıç noktası

F_1	Arka duvar giriş bölümünün bitiş noktası
R_1	Arka duvar giriş bölümünün bitiş noktasının fan merkezine uzaklığı (mm)
α_0	Arka duvar giriş bölümünün uzunluğunun açısal ifadesi
R_r	Arka duvar ikinci bölümünün yarıçapı (mm)
I_L	Arka duvar kıvrım genişleme oranı
α_M	Arka duvar ikinci bölümünün uzunluğunun açısal ifadesi
F_2	Arka duvar genişleme bölümünün bitiş noktası
F_3	Arka duvar kavisinin bitiş noktası
R_3	Arka duvar kavisinin bitiş noktasının fan merkezine uzaklığı (mm)
α_3	F_2 -O- F_3 arasında kalan arka duvar bitiş bölümünün açısal ifadesi
O	Fan merkezi
F_j	Arka duvar maksimum genişliği ile F_1 noktasının orta noktası
R_j	F_j noktasının fan merkezine olan uzaklığı (mm)
e	Arka duvar yönlendirme kanadının uzunluğu (mm)
N_A	Arka duvar yönlendirme kanadının alt noktası
P	Arka duvar yönlendirme kanadının tepe noktası
W	Fan dış yüzeyi ile arka duvar arasında kalan hava yolunun genişliği (mm)
W_i	Hava akış yolunun giriş noktasındaki genişliği (mm)
W_0	Hava akış yolunun son noktadaki genişliği (Hava basma ağzı)
f	N_A ve F_0 noktalarını birleştiren içbükey eğrinin oluşturduğu eğrinin en derin oyuk noktasının genişliği (mm)
g	Arka duvar yönlendirme kanadının eşanjörden gelen akışın düzgün bir şekilde geçişi için tasarlanan giriş uç kısmının toplam genişliği (mm)
γ	Arka duvar yönlendirme kanadının diyafram açısı
M	Arka duvar eğrisinin son bitiş noktası (Basma ağzı ile kesiştiği nokta)
N_L	Genişleme katsayısı
A_1	Arka duvarın kavisli bölümünün süpürme açısı
B_1	Arka duvarın kavisli bölümünün bitiş noktası ile dilin başlangıç noktası arasında kalan açı
K_1	Fanın emiş bölgesinin alanı (m^2)
K_2	Fanın üfleme ağzının alanı (m^2)
K_3	Fan merkezi ile arka duvarın kavisli bölümü arasındaki dik mesafe (mm)
t	Arka duvar yönlendirme kanadının kalınlığı (mm)
d	Arka duvar yönlendirme kanadının derinliği (mm)
σ	Arka duvar yönlendirme kanadının arka duvar teğetine göre eğim açısı
α	Yönlendirme kanadı eğim açısı
θ_i	Yönlendirme kanadı uç noktası ile fan merkezinin birleştirilmesi ile fanın dikey eksenini arasında kalan açı
Δt	Zaman aralığı (s)
t	Zaman aralık sayısı

Alt indisler;

j	Test edilen fan devrinin nominal değeri
n	Toplam test edilen fan devri sayısı

KISALTMA LİSTESİ

CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computation Fluid Dynamics)
ISO	Uluslar arası Standartlar Kurumu (International Organization for Standardization)
ANSI	Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü (American National Standards Institute)
AMCA	Hava Akışı ve Kontrol Birliği (The Air Movement and Control Association)
BPF	Kanat Geçiş Frekansı (Blade Passing Frequency)
BLDC	Fırçasız Doğru Akım (Brushless Direct Current)
HIPS	Yüksek Yoğunluklu Polistren (High Impact Polystrene)
PIV	Parçacık Hız Ölçer (Partical Image Velocimetry)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Klima iç ünitesinde hava iletimi ile ilgili komponentler	2
Şekil 1.2	Çapraz akışlı fanlarda hava akışın oluşumu (Shih vd., 2007).....	3
Şekil 1.3	Klima iç ünitesinin perspektif görünüşü	3
Şekil 2.1	Kanat geometrisine ait parametreler (Lazzaretto, 2003).....	4
Şekil 2.2	Salyangoz üzerindeki geometrik değişkenler (Lazzaretto, 2003).....	5
Şekil 2.3	a) Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fan b) Hava emiş ızgaralı ve eşanjörlü geleneksel klima iç ünitesi c) Hava emiş ızgarasız ve eşanjörsüz geleneksel klima iç ünitesi (Shih, 2007)	8
Şekil 2.4	Sayısal analizlerde kullanılan sınır şartları ve ağların özellikleri (Shih, 2007).....	9
Şekil 2.5	Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fanın farklı akış katsayıları için eksantrik girdap merkezindeki basıncın fan devri ile değişimi (Shih, 2007) ...	10
Şekil 2.6	Klima iç ünitesinin 2 boyutlu kesiti (Li, 2010).....	11
Şekil 2.7	Kanat ile ilgili geometrik parametreler (Li, 2010).....	12
Şekil 2.8	Test düzeneğinin taslak görüntüsü (Li, 2010).....	13
Şekil 2.9	Sayısal analizlerde kullanılan modelin özellikleri (Li, 2010)	14
Şekil 3.1	Fan ve etrafındaki stator görevi gören komponentler (France Etat, 1989)	15
Şekil 3.2	Ön bölüm giriş noktasının fan ile arasındaki radyal mesafe (France Etat, 1989)	16
Şekil 3.3	Arka duvar giriş noktasının fan ile arasındaki radyal mesafe (France Etat, 1989).....	16
Şekil 3.4	Arka duvar kavisinin üç bölüme ayrılması (Mitsubishi Electric, 2000).....	17
Şekil 3.5	Arka duvar genişleme bölgesinin uzunluğuna göre ses seviyesindeki değişim (Mitsubishi Electric, 2000).....	18
Şekil 3.6	Arka duvar yönlendirme kanadı (Mitsubishi, 2002).....	19
Şekil 3.7	(a) $e/D2$ oranının ses seviyesine etkisi (b) Diyafram açısının ses seviyesi üzerine etkisi (Mitsubishi, 2002)	20
Şekil 3.8	Arka duvar kavisinin oluşturulması (Mitsubishi Electric, 2001).....	20
Şekil 3.9	Fan içerisinde oluşan çapraz akışın kanatlar üzerinden geçişi (Mitsubishi Electric, 2001)	21
Şekil 3.10	Arka duvar formunun yapısı (LG, 1999)	22
Şekil 3.11	Arka duvar Yönlendirme kanadının geometrik parametreleri (LG, 2009)	23
Şekil 3.12	Arka duvar yönlendirme kanadının ucuna verilen yuvarlak form (LG, 2009)	24
Şekil 5.1	Fan test tünelinin şematik çizimi	26
Şekil 5.2	Nozul öncesi bölümün şematik gösterimi	27
Şekil 5.3	Nozul sonrası bölümün şematik gösterimi	27
Şekil 5.4	Fan test tünelinin tüm elemanlarıyla genel görünüşü	28
Şekil 5.5	Plaka üzerine nozulların yerleşimi	29
Şekil 5.6	Hava düzleştirici perde	29
Şekil 5.7	BLDC fan motor test jigi	32
Şekil 6.1	Sayısal analizlerde kullanılan model	34
Şekil 6.2	Dönen yüzeylerde kullanılan mesh çesidi.....	35
Şekil 6.3	Hava debisinin analiz boyunca değişimi.....	36
Şekil 6.4	Ses ölçüm deneylerinde iç ünite önüne mikrofon yerleştirilmesi.....	38
Şekil 6.5	Arka duvarın bölümleri.....	38
Şekil 6.6	Arka duvar kavis bölümünde denenen geometrilerin birbirine göre konumu ..	39
Şekil 6.7	Arka duvara yakın bölgedeki hız vektörleri.....	41
Şekil 6.8	Fan kanatların etrafında oluşan genişbant ses dağılımı	41
Şekil 6.9	Arka duvar üfleme ağzının değişimi.....	42

Şekil 6.10	İç ünite üfleme bölgesinde oluşan hız dağılımı	43
Şekil 6.11	Arka duvar yönlendirme kanadında incelenen formlar	44
Şekil 6.12	Arka duvar yönlendirme kanadını geometrik olarak ifade eden θ_i ve α açıları.....	45
Şekil 6.13	Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı modelleri	46
Şekil 6.14	Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı modelleri.....	47
Şekil 6.15	Farklı eğimlerde yönlendirme kanatları etrafında akış vektörleri.....	52
Şekil 6.16	Radüslü forma ait farklı yönlendirme kanatları bölgesinde oluşan akış vektörleri.....	52
Şekil 6.17	Arka duvar yönlendirme kanadı uzunluğunun akışa etkisi.....	53
Şekil 7.1	a) Strafordan yaptırılan arka duvar prototipi b) Hava ile temas eden yüzeyin bantla kaplanmış hali.....	54
Şekil 7.2	a) Şasenin kesildikten sonra kullanılan kısmı b) Strafor prototipin yüzey kalitesi arttırıldıktan sonraki hali.....	55
Şekil 7.3	Fan, fan motoru, dil ve eşanjörün şase üzerine yerleştirilmiş hali.....	55
Şekil 7.4	Klima iç ünitesinin fan test tüneline bağlanması	56
Şekil 8.1	Sayısal analiz ve deneysel çalışma sonuçlarının arasında oluşan hata oranı	60
Şekil 9.1	Arka duvar radyal genişliğinin hava akışına etkisi	62
Şekil 9.2	Arka duvar yönlendirme kanadının yapısı	63

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Araştırmacıların fan geometrisinde tanımlamış değişkenlerin aldığı değerler [Lazzaretto, 2003]	6
Çizelge 2.2	Literatürde kullanılan çapraz akışlı fanın geometrik ifadesi [Shih, 2007].....	8
Çizelge 2.3	Çalışmada kullanılan çapraz akışlı fanın geometrik parametrelerinin değerleri [Li, 2010]	12
Çizelge 5.1	Nozul üretici firmasından alınan hava debisi hesaplama tablosu	31
Çizelge 6.1	Eşanjör Basınç Düşüm Katsayıları	36
Çizelge 6.2	Arka duvar radyal genişliği ile ilgili yapılan analizlerin hava debisi ve ses seviyesi sonuçları	40
Çizelge 6.3	Arka duvar üfleme ağzı ile ilgili yapılan analizlerin hava debisi ve ses seviyesi sonuçları	43
Çizelge 6.4	Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadının analiz sonuçları	48
Çizelge 6.5	Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının yüksek hava debisinden düşük hava debisine doğru sıralanması.....	48
Çizelge 6.6	Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının düşük ses seviyesinden yüksek ses seviyesine doğru sıralanması.....	49
Çizelge 6.7	Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadının analiz sonuçları.....	50
Çizelge 6.8	Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının yüksek hava debisinden düşük hava debisine doğru sıralanması	50
Çizelge 6.9	Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının düşük ses seviyesinden yüksek ses seviyesine doğru sıralanması	51
Çizelge 7.1	Deneylerde kullanılan çapraz akışlı fanın verilen özellikleri	57
Çizelge 7.2	Arka duvar kavisinin farklı radyal genişliklerde ölçülen hava debisi miktarları.....	58
Çizelge 7.3	Arka duvar çıkış bölümünün değişiminin hava debisine etkisi	58
Çizelge 8.1	Sayısal analiz ve deneysel ölçüm sonuçları arasındaki hata oranları	60

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince, çok değerli önerileri ile katkıda bulunan danışman hocam Yıldız Teknik Üniversitesi. Makine Fakültesi öğretim üyesi Sn. Prof. Dr. Hasan A. Heperkan'a sonsuz saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik-LG Proje Geliştirme Takımı'na Sn. Sadullah Can Meydanlı' nın şahsında teşekkür ederim.Yüksek lisans tez çalışmam süresince tavsiyelerinden her zaman yararlandığım Sn. Mak. Yük. Müh. Onur ÇAĞSAL ve Sn. Mak. Yük. Müh. Volkan SÜNBÜL' e teşekkürlerimi sunarım. Deney düzeneğinin hazırlanmasında hiç bir yardımı benden esirgemeyen teknisyen arkadaşlarım Sn. Savaş AKDOĞANBULUT ve Sn. Müslüm ÜÇÜNCÜ' ye teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamın başlangıcından itibaren verdiği destekten dolayı Sn. Dr. Burak OLGUN ve Sn. Arş. Gör. Orkan Kurtuluş' a teşekkür ederim.

Ayrıca beni maddi ve manevi her konuda destekleyen, bugünlere gelmemi sağlayan, AİLEME teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2011

ÖZET

Bireysel Split tip klimalarda iç ünite kullanıcının bulunduğu mahale yerleştirilmektedir. Ses seviyesi ürünün seçimi için önemli bir etkidir. İç ünite içerisinde daha düzgün bir akış elde etmek türbülansı azaltarak ses seviyesinin de azalmasına sebep olacaktır. Aynı zamanda daha yüksek hava debisi elde edecek şekilde fan, arka duvar ve dil geometrisi tasarlamak fanın daha düşük devirlerde çalışmasına olanak sağlayacaktır. Böylece hem enerji tasarrufu sağlanmış olacak hem de ses seviyesinin azaltılması sağlanacaktır. Bu çalışmada ses seviyesini ve hava debisini etkileyen geometrik değişkenler incelenmiştir.

Literatürler ve patentler incelendiğinde çapraz akışlı fanların performansını etkileyen parametreler belirlenmiştir. Ses seviyesinin azaltılması konusunda özellikle arka duvar yönlendirme kanadının yapısı ile ilgili çalışmalar incelenmiştir. Hava debisinin arttırılması için de arka duvar fan arası mesafeler araştırılmıştır.

Hava debisinin ölçümü için ANSI/AMCA 210-07 “Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating” standartına göre bir fan test tüneli kurulmuştur.

Yapılan literatür ve patent araştırmalarından elde edilen çıkarımlar sonucunda elde edilen arka duvar yapısına ait geometriler split klima iç ünitesinde kullanılacak şekilde modellenmiştir. Fluent programında sayısal olarak analiz edilmiştir. Elde edilen veriler ile yaptırılan prototiplerin testleri sonucunda alınan datalar karşılaştırılmıştır. Analiz ve deney sonuçları arasında hata ortalama %5 olarak belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Çapraz akışlı fan, arka duvar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, deneysel çalışma

ABSTRACT

Indoor unit of the split type air conditioner is placed where the user is located. The level of noise is an important factor for the choice of the air conditioner. Obtaining a better flow in the indoor unit reduces the noise level by decreasing turbulence. At the same time, designing the geometries of the fan, the rear wall, and the stabilizer to obtain more air flow operates the fan at lower rpm. Consequently, the energy will be saved and the noise level will be reduced. In this study, the geometric variables which affect the noise level and the air flow rate is examined.

The parameters affecting the performance of the cross flow fans are determined by studying the literature and the patents. Regarding the reduction of the noise level issue, the previous studies on the structure of the guide vane of the rear wall are especially investigated. The distances between the fan and the rear wall are studied to increase the air flow rate.

To measure the air flow rate a fan test tunnel was built according to ANSI/AMCA 210-07 “Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating” standard.

The geometries of the structure of the rear wall, obtained from the inferences acquired by the studies of the literature and the patents, are modeled to be used in the indoor unit of the split type air conditioner. Geometries are also analyzed by using Fluent software. The data taken from the tests done on the constructed prototypes and the data from the analyses are compared. The error between the results of the analyses and the experiments are determined.

Keywords: Cross flow fan, computational fluid dynamics, experimental study

1. GİRİŞ

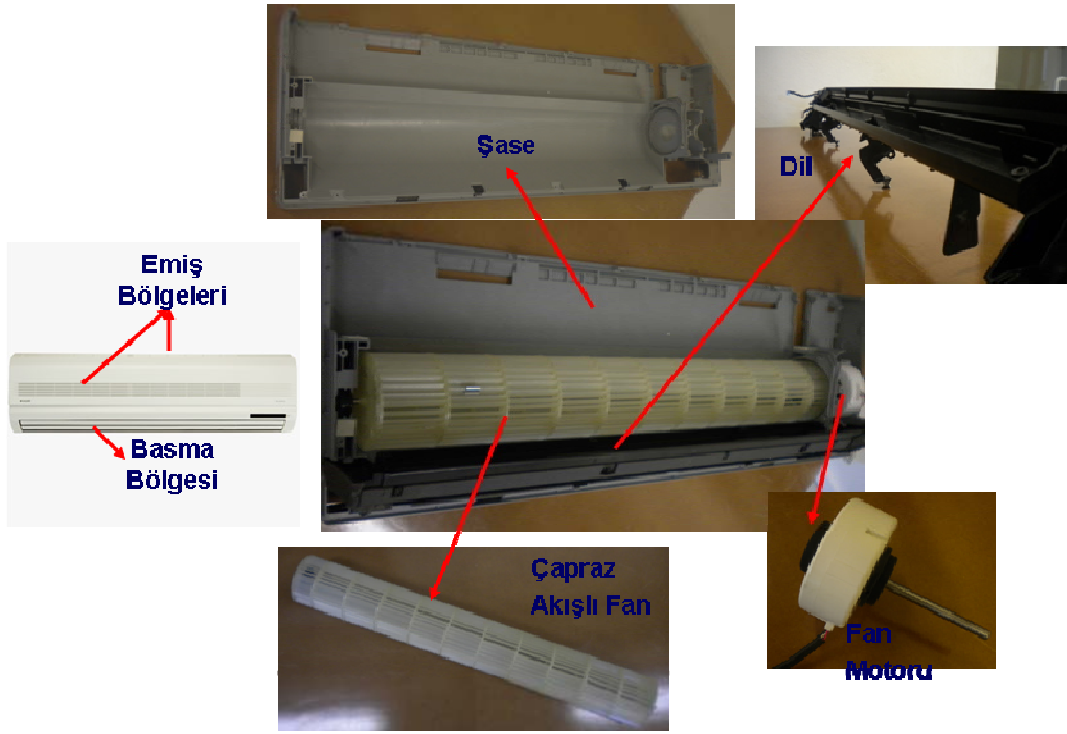
Split (ayrık) klima adından da anlaşılacağı üzere evaporatörü ve kondanseri ayrı bölmelerde bulunan ve belli bir mesafeye kadar bakır borular ile birbirine bağlanarak ısıtma, soğutma veya her iki prosesi de gerçekleştirebilen iklimlendirme cihazı olarak tarif edilmektedir. İnsanların, kalabalık mekanlar haricinde bireysel olarak ev ve işyerlerinde ısıtma ve soğutma ihtiyacı hissetmesi durumunda bu ihtiyaca en pratik çözümü bulan cihazlar split klimalar olmuştur. İhtiyacın artması ile birlikte artan talep karşısında split klima üreticileri arasında rekabet artmaktadır. Artan rekabet bu cihazların asıl işlevleri haricinde ek özellikler barındırmasının ve piyasadaki ürünlerden daha farklı yönlerinin öne çıkartılması gerekliliğini doğurmuştur.

Ev tipi klima pazarında gürültü seviyesi daha az, performansı daha yüksek ve enerji tüketimi daha düşük olan ürünlere olan rağbet giderek artmaktadır. Hava sirkülasyonunu sağlayan çeşitli boyut, tip ve çalışma karakteristiklerine sahip fanlar, ürünlerin gürültü seviyesini ve performansını etkileyen en önemli komponentlerden biridir. Ev tipi split klimaların iç ünitelerinde çapraz akışlı (cross flow) fanlar kullanılmaktadır. Fanların klimalardaki ana görevi ortam havasının emme bölgelerinden çekilmesi ve şartlandırıldıktan sonra hava basma kanallarından tekrar ortama gönderilmesidir.

Klima üreticileri de ses ve performansa yönelik tasarımsal çalışmalara ara vermeden devam etmekte ve bu geliştirdikleri tasarımlara patent alarak koruma altına almaktadırlar.

Split klima iç ünitesinde hava akışını sağlayan komponentleri ve bu komponentlerin ne görev ile kullanıldığını açıklamak gerekmektedir. Split klima iç ünitesinde genellikle çapraz akışlı fanlar kullanılmaktadır. Çapraz akışlı fanlar genellikle dar ve uzun çıkış alanı gerektiren hava perdesi, klima iç ünitesi, elektrikli ısıtıcı vb. uygulamalarda tercih edilmektedir. Kanat genişliği daha fazla tutularak klasik santrifüj fanlara göre daha fazla hava debisi elde edilebilmektedir. Kullanıldığı yerlerin genel olarak iç mekanlar olması sebebiyle ses seviyesinin düşük olması çapraz akışlı fanların kullanımını yaygınlaştırmaktadır. Bazı özel uygulamalarda önemli avantajlar sağlayan çapraz akışlı fanların bazı dezavantajları da mevcuttur. Bu tip fanların verimleri oldukça düşüktür. Yapısal dayanıklılığı düşük olması nedeniyle çıkılabilen maksimum devir sınırlı olmaktadır. Son olarak üretim maliyetleri, dengeleme ve montajın zor olmasından dolayı yüksektir. Çapraz akışlı fanı tahrik eden bir BLDC fan motoru bulunmaktadır. Klimanın tüm elemanlarını üzerinde taşıyan ve hava akışı

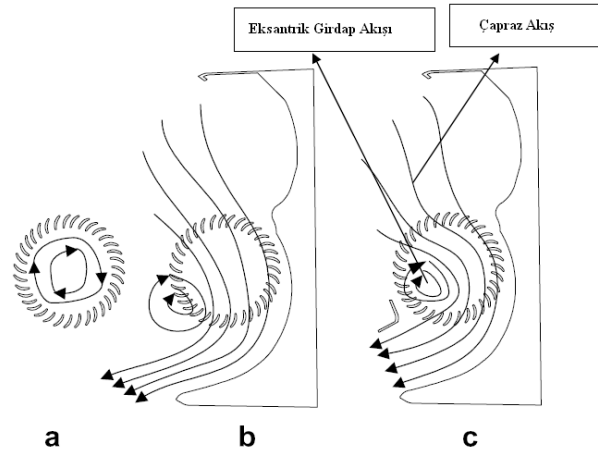
için önemli olan arka duvarı barındıran şase bulunmaktadır. Fanın ön bölgesinde bulunan dil ise eksantrik girdabın tam oluşmasını sağlamaktadır. Şekil 1.1’ de split klamanın dış görüntüsünden ön ve üst bölgelerde havanın emildiği, alt tarafta ise havanın tekrar ortama basıldığı alanlar görülmektedir. Ayrıca bir klamanın ön kapağını açtığımızda havanın ortamdaki emilerek tekrar ortama basılmasında aktif rol oynayan komponentlerin patlatılmış resmi de yer almaktadır.



Şekil 1.1 Klima iç ünitesinde hava iletimi ile ilgili komponentler

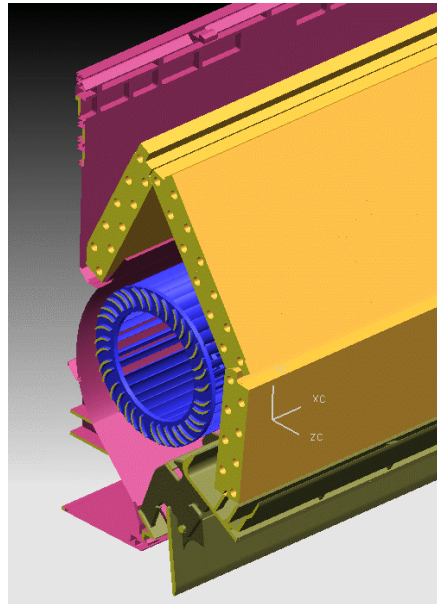
İç ünite de hava akımı ile ilgili yapılan geliştirme çalışmalarında çapraz akışlı fanın haricinde arka duvar formu ile dil yapısı da birlikte düşünülmektedir. Bunun sebebi olarak da çapraz akışlı fanların çalışma prensibi gösterilmektedir. Çapraz akışlı fanın akış biçimleri incelendiğinde, Şekil 1.2’ de gösterildiği gibi fanın tek başına dönmesi durumunda fan içerisinde girdap oluşmakta ve akım alanı simetrik olmaktadır. Bu durumda sürekli akış elde edilememektedir. Arka duvar eklendiğinde akışta bir miktar düzelme görülmekte ve girdap arka duvardan uzaklaşarak akım alanlarını asimetrikleştirmeye başlamaktadır (Şekil 1.2 b). Şekil 1.2 c’de gösterildiği gibi dil eklendiğinde ise, girdap dile yakın bölgede fan tekerliğinin içerisine doğru ötelenmekte ve eksantrik bir form almaktadır. Çapraz akışlı fanda akış, eksantrik girdap ve çapraz akış olmak üzere iki şekilde gerçekleşmektedir. Fanın performansı, eksantrik vorteks merkezindeki toplam negatif basıncın büyüklüğü ve eksantrikliğin

merkezinin fan tekerleği içerisinde dale yakınlığı ile doğru orantılı olarak değişmektedir.



Şekil 1.2 Çapraz akışlı fanlarda hava akışının oluşumu (Shih vd., 2007)

Şase üzerinde yer alan ve fanın belli bir bölümünde etrafını saran arka duvar, fanın basma bölgesinden ayrılan havanın klima basma ağzına doğru yönlendirilmesinde etkili olmaktadır. Yapılan analiz çalışmalarında arka duvar yapısı 3 ana bölüme ayrılarak her bir bölümün hava akışına etkisi incelenmiştir. Arka duvar yönlendirme kanadı, arka duvar radyal genişliği ve arka duvar üfleme bölümünün geometrik yapısının değiştirilmesi sonucunda akıştaki değişimler incelenmiş ve optimum geometri belirlenmeye çalışılmıştır.



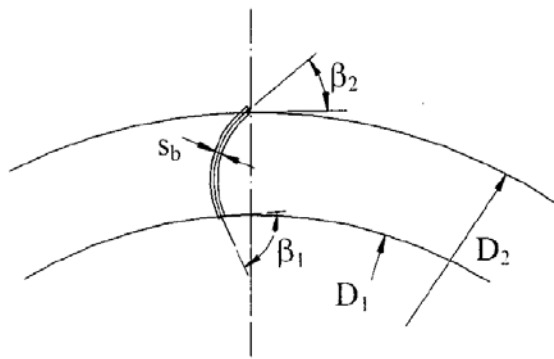
Şekil 1.3 Klima iç ünitesinin perspektif görünüşü

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

A. Lazzaretto'nun, 2003 yılında "Journal of Fluids Engineering" dergisinde yayınlanan makalede çapraz akışlı fanların ve bu fanların performansında önemli rol oynayan dil ve arka duvar geometrisine ait parametreler belirlenmiş ve bu parametrelerin etkileri ortaya konmuştur. Daha önce belirtildiği gibi çapraz akışlı fanların tek başına çalışması durumunda herhangi bir akış elde edilememektedir. Bu nedenle sistem bir bütün olarak düşünüldüğünde, sistemin alt bileşenleri olarak çapraz akışlı fan, dil ve arka duvar geometrik yapısından bahsetmek mümkündür. Yazar sistemi üç bileşen şeklinde incelemiştir.

Çapraz akışlı fanların kanat yapısı öne doğru eğik ince dairesel yay şekline sahiptir. Bu geometrinin tercih edilmesi aerodinamik açıdan önemlidir. Çünkü hava çapraz akışlı fan tekerleğinden iki kere geçmektedir. Çapraz akışlı fan geometrisi temel olarak, fanın aksel uzunluğunun dış çapa oranı (L/D_2), iç dış çap oranı (D_1/D_2), kanat sayısı (Z), kanat giriş açısı (β_1) ve kanat çıkış açısı (β_2) parametrelerine bağlanmıştır. Bu parametrelere kanat kalınlığı dahil edilmemiştir. Çünkü kanat kalınlığının daha çok teknolojik ve üretim sınırlamalarına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Kanat geometrisine ait ifadeler (2.1) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$\tau_K = \left\{ L/D_2, D_1/D_2, Z, \beta_1, \beta_2 \right\} \quad (2.1)$$



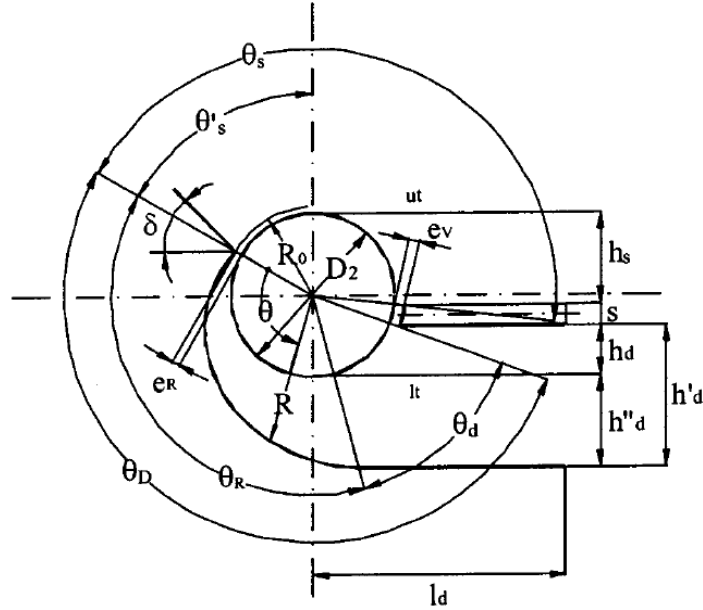
Şekil 2.1 Kanat geometrisine ait parametreler (Lazzaretto, 2003)

Çapraz akışlı fanın etrafını saran salyangoz (şase) iki ana bölümden oluşmaktadır: Arka duvar ve dil. Bu iki yapının her birinin şekil ve boyutlarının giriş ve çıkış hava akımının hız ve basınç dağılımını doğrudan etkilediği belirlenmiştir.

Arka duvar yapısı iki kısım altında incelenmiştir. Her iki bölümün birlikte veya ayrı olarak girdap ve direnç oluşturmadaki etkisi incelenmek istenmiştir. Birinci kısım olarak çapraz akışlı fanı saran ve arka duvar açısını tanımlayan (θ_R) bölgeyi oluştururken, ikinci kısım basma kanalı bölümünü oluşturmaktadır. Radyal genişliği tek parametre ile değiştirebilmek için arka duvar spiral uzunluk profili tanımlaması kullanılmıştır.

$$R = R_0 e^{\theta/\theta^*} = R_2 \left(1 + \frac{e_R}{R_2} \right) e^{\theta/\theta^*} \quad (2.2)$$

Yukarıda yazılan (2.2) denkleminde arka duvar radyal genişliği (θ^*) ile arka duvar başlangıç noktasının yerleşimi çapraz akışlı fanın dikey eksenine yaptığı θ_s açısıyla tanımlanmaktadır. Arka duvar ile çapraz akışlı fan arasındaki açıklık ise e_R ile tanımlanmıştır. θ^* açısı ile arka duvar radyal genişliği arasında ters orantı bulunmaktadır. θ^* açısı büyütüldükçe arka duvar radyal genişliğinin azaldığı görülmüştür. Bu denklem ile oluşturulan arka duvarın yapısı torba şekline benzetilmiştir. Buna göre arka duvarı tanımlayan parametreler aşağıda, Şekil 2.2' de görülmektedir.



Şekil 2.2 Salyangoz üzerindeki geometrik değişkenler (Lazzaretto, 2003)

$$\tau_A = \{\theta'_s, \theta_R, \theta^*, e_R/D_2, \delta\} \quad (2.3)$$

Girdap duvarı olarak da adlandırılan dilin genel işlevi emme bölgesi ve basma bölgesini birbirinden ayırmaktır. Bu çalışmada düz dil şekli kullanılmış fakat farklı dil geometrileri ile ilgili çalışmaların olduğundan bahsedilmiştir. Split klima iç ünitelerinde de gerek performansı arttırmaya yönelik gerekse ses seviyesini azaltmak amacıyla farklı boyutlarda ve şekillerde dil geometrileri ile karşılaşılmıştır. Dil şeklini ve konumunu tanımlamak için şu parametreler belirlenmiştir: Dil kalınlığı (s), dil ile fan arasındaki açıklık (e_v), dilin fan alt noktasından yüksekliği (h_d) olarak tanımlanmıştır. Bu tanımlamalar arasında bağımlı olan parametreler aşağıda gösterilmiştir.

$$\tau_D = \left\{ s/D_2, e_v/D_2, h_d/D_2 \right\} \quad (2.4)$$

Ayrıca yazarın çalışmasında kendisinin ve bu konu üzerinde çalışan diğer akademisyenlerin çalışmalarında kullandığı geometrilere ait sayısal değerler verilmiştir. Bu değerler Çizelge 2.1’ de derlenmiştir. Bu sınır değerler aralığında çapraz akışlı fanlarda optimum debi, verim ve ses seviyesi değerine ulaşılabileceği akademisyenler tarafından belirtilmiştir.

Çizelge 2.1 Araştırmacıların fan geometrisinde tanımlamış değişkenlerin aldığı değerler
[Lazzaretto, 2003]

Yazarlar	β_1 (°)	β_2 (°)	D_2 (mm)	D_1/D_2	L/D_2	Z	N (d/d)	Re
Laakso	-	-	560	0.84	1.27	-	565	49500
Tramposch	90	≈ 15	60	0.79	2.1	24	1800-3600	2400-4800
Ilberg ve Sadeh	90	45	230	0.74	0.26	44	1000-2600	24000-62000
Porter ve Markland	70-90	25-45	152	0.70-0.80	1.5	24	2000-2250	16000-18000
Preszler ve Lajos	90-97	22-30	-	0.80-0.86	0.94-1.0	36	-	-
Yamafuji	≈ 90	15-45	157-160	0.63-0.91	0.66-0.71	18-35	1200	4700
Murata ve Nishihara	90	25	120-240	0.80-0.83	1.17-2.33	30	600-1200	5100
Allen	90	25-35	95-195	0.72-0.76	2.05-3.37	24-36	-	-
Tuckey	90	26	625	0.78	1.6	24	400	60000
Tanaka ve Murata	90	25	75-200	0.85	1	36	400-2500	1700-15000
Lazzaretto	70	38	86-199	0.81	1.5	24	120-2000	1000-20000

Yang-Cheng Shih, Hung-Chi Hou ve Hsueh-Cheng Chiang tarafından split klima iç ünitesindeki iç akış bölgelerinin CFD analizlerinin gerçekleştirildiği makale 2007 yılında “Applied

Thermal Engineering” dergisinde yayınlanmıştır. Bu analizlerin gerçekleştirilmesindeki ana amaç çapraz akışlı fanlar için bazı benzerlik yasaları çıkarılmak istenmiştir.

CFD analizlerinde, bu çalışmada ünite içindeki hız dağılımını belirlemek için sonlu hacimler yöntemine dayanan FLUENT firmasına ait yazılım kullanılmıştır. Sınır şartlarına bakıldığında duvarlarda kayma koşulu kullanılmamıştır ve türbülans modeli için de k-ε türbülans modelinin kullanılması önerilmiştir. Denklemlere ikinci derecen yaklaşımın daha uygun olacağı belirtilmiştir. Türbülansın çözümlenmesinde önerilen k-ε türbülans modelinde, türbülans kinetik enerji katsayısı (k) ve türbülans enerji yayma oranı aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$k = \frac{3}{2} (u_{ort} I)^2 \quad (2.5)$$

$$\varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (2.6)$$

$$l = 0.07 D_h \quad (2.7)$$

Çapraz akışlı fanlarla ilgili bir benzerlik kanunu bulabilmek amacıyla sayısal analizlerde fan devrinin hava debisi üzerindeki etkisine odaklanılmıştır. Daha önceki çalışmalarda akış katsayısı 0,2 ile 0,3 aralığında alınmıştır. Bu çalışmada akış katsayısı şu şekilde hesaplanmıştır:

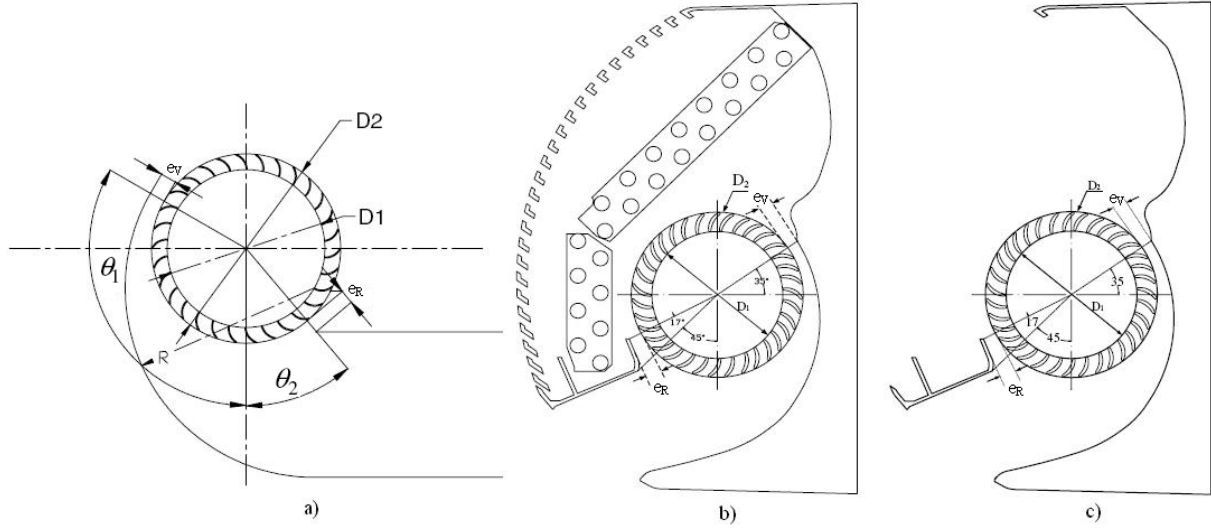
$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{LD_2 u_t} \quad (2.8)$$

$$u_t = \frac{2\pi N}{60} \times \frac{D_2}{2} \quad (2.9)$$

Düşük akış katsayılarında kararsız bir akış oluşmaktadır. 0,1 akış katsayısında eksantrik girdabın öne arkaya doğru hareket ederek akışı kararsızlaştırdığı belirtilmiştir.

Yapılan çalışmada basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fanın, hava emiş ızgarası ve eşanjörü üzerinde olan ve olmayan geleneksel klima iç ünitesi için benzerlik yasası çıkartılmıştır.

Çapraz akışlı fanlarda performans eksantrik girdap merkezindeki negatif basıncın değerine ve eksantrik girdabın konumuna bağlı olduğundan bu konu üzerinde ciddiyle durulmuştur. Çalışmada kullanılan fanların geometrik özellikleri Çizelge 2.2’ de verilmiştir.



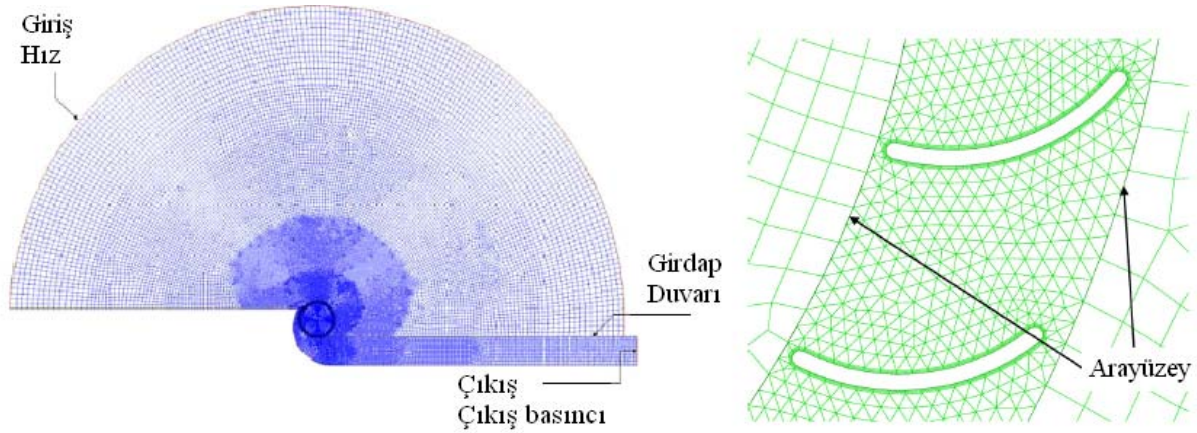
Şekil 2.3 a) Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fan b) Hava emiş ızgaralı ve eşanjörlü geleneksel klima iç ünitesi c) Hava emiş ızgarasız ve eşanjörsüz geleneksel klima iç ünitesi (Shih, 2007)

Çizelge 2.2 Literatürde kullanılan çapraz akışlı fanın geometrik ifadesi [Shih, 2007]

	Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fan	Geleneksel klima çapraz akışlı fanı
Z	Eşit aralıklı 30 kanat	Rastgele aralıklı 35 kanat
D ₂	240 mm.	100 mm.
D ₁	200 mm.	72 mm.
L	280 mm.	630 mm.
C	27.8 mm.	11.5 mm.
e _V	20 mm.	5.01 mm.
e _R	18 mm.	5.97 mm.
θ ₁	120°	
θ ₂	40°	
β ₁	25°	22°
β ₂	90°	85°

Sayısal analizlerde giriş sınır şartı olarak hız ve çıkış sınır şartı olarak da çıkış basıncı verilmiştir. Çıkış basıncı olarak atmosfer basıncı, girişteki hız sınır şartı için de hacimsel debinin fan performansı üzerindeki etkisini görebilmek için farklı hız değerleri verilmiştir. Klima iç ünitesinde eşanjör olan analizlerde programın gözenekli yüzey (porous media) aracı kullanılmıştır. Eşanjör üreticisinden alınan basınç düşümü değeri FLUENT’ in yaklaşık formüllerinde yerine konarak analiz edilmiştir. Şekil 2.4’ de sayısal analizde kullanılan modelin yapısı hakkında bir özet sunulmuştur. Fan bölgesinde üçgen ağlar (tri mesh) kullanılarak o bölgede kayan ağlar (sliding mesh) tercih edilmiştir. Fanın kanatlarının bulunduğu bölgeyi fan iç ve dış bölgesinden ayırmak amacıyla arayüz (interface) kullanılmıştır.

Yapılan tüm analiz sonuçları ve deneyler karşılaştırıldığında fan kanatları çevresindeki basınç dağılımı birbirine yakın bulunmuştur. Yapılan deneylerde 5 farklı fan devri kullanılmıştır (600, 750, 900, 1050 ve 1200 d/d). Yapılan çalışmalar sonucunda fan merkezindeki minimum basınç ile fan devri arasında aşağıdaki bağıntıya ulaşılmıştır:

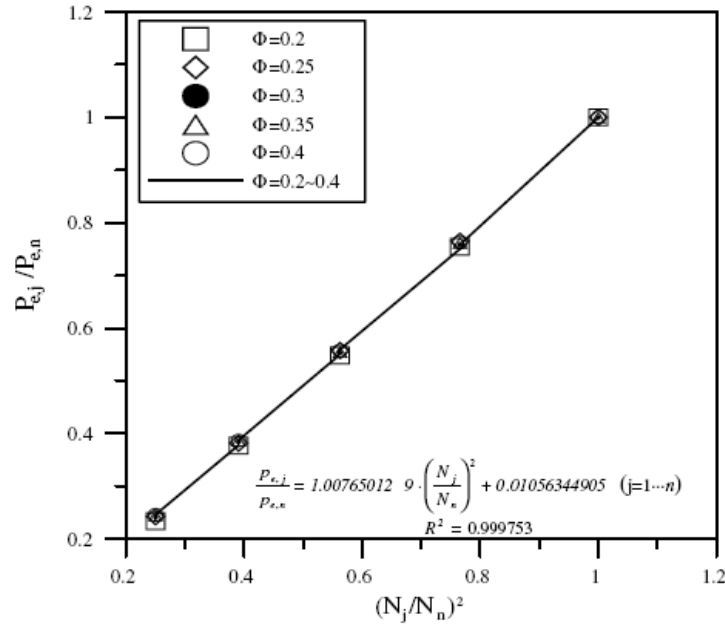


Şekil 2.4 Sayısal analizlerde kullanılan sınır şartları ve ağların özellikleri (Shih, 2007)

$$\frac{P_{e,j}}{P_{e,n}} = \left(\frac{N_j}{N_n} \right)^2 \quad (2.10)$$

P_e eksantrik girdap merkezindeki toplam basınç, N fan devri, j alt indisi test edilen fan devrinin nominal değeri ve n alt indisi ise toplam test edilen fan devri sayısı olarak ifade edilmiştir. Bu çalışmada n , 5’ e eşit olmaktadır. Her bir fan için eksantrik girdap merkezindeki basıncın fan devri ile değişimi Şekil 2.5’ te benzer eğriler üzerinde farklı akış

katsayıları için gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fanın farklı akış katsayıları için eksantrik girdap merkezindeki basıncın fan devri ile değişimi (Shih, 2007)

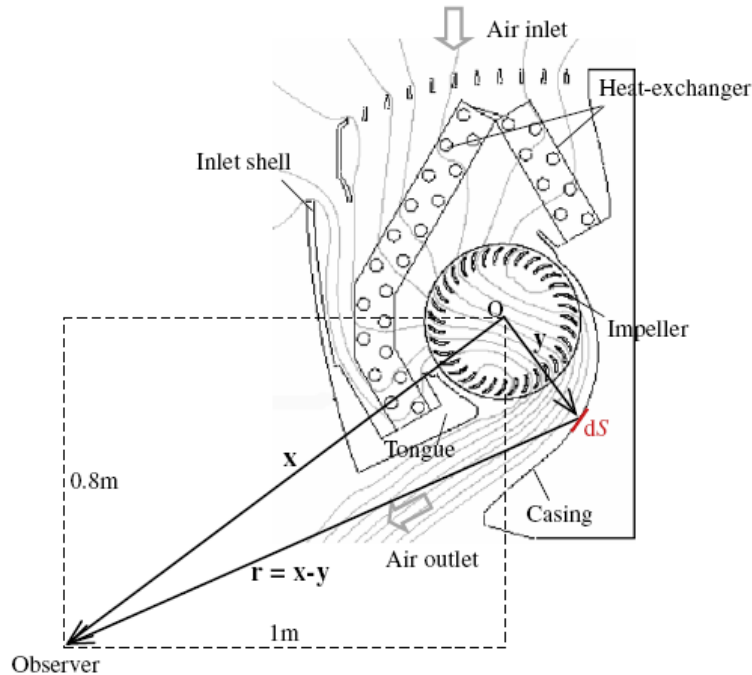
Sonuç olarak tüm çapraz akışlı fan yapılarında eksantrik girdap merkezindeki toplam basıncın, fan devrinin karesi ile orantılı olduğu belirlenmiştir. Basitleştirilmiş kanallı çapraz akışlı fanların giriş ve çıkışı arasındaki basınç artışı yüksek Reynolds sayısı veren çalışma şartlarında fan devrinin karesi ile orantılı olarak arttığı belirlenmiştir. Fakat geleneksel klima iç ünitelerinde düşük Reynolds sayısı veren çalışma noktasında bu durumun geçerli olmadığı görülmüştür. Sistem direnci arttığında bu ilişkiden uzaklaşmanın büyüdüğü gözlemlenmiştir.

You Li, Hua Ouyang, Jie Tian, Zhaohui Du ve Zhiming Zheng split klima iç ünitesinde oluşan ses etkenlerini ortaya koyarak, oluşan sesi azaltmaya yönelik çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışma 2010 yılında “Applied Acoustics” dergisinde yayınlanmıştır. Çapraz akışlı fanların kanatlarında meydana gelen ve sese sebep olan dengesiz basınç dağılımı ve girdap akış çizgileri 2 boyutlu olarak süresiz rejimde sayısal olarak incelenmiştir ve ayrıca ses kaynağına yakın yüzeylere basınç sensörleri yerleştirilerek sese neden olan basınç dalgalanmaları saptanmaya çalışılmıştır.

Çapraz akışlı fanlarda aerodinamik ses ikiye ayrılmaktadır: Dönen kanatların ve dilin periyodik olarak birbirini etkilemesinden oluşan tonal ses ve türbülans dalgalanmalarından

oluşan genişbant (broadband) seslerdir. Genişbant sesi azaltmak için iç akışın düzeltilmesi ve türbülansın azaltılması gerektiği belirtilmiştir. Genişbant sesle karşılaştırıldığında BPF (Blade Passing Frequency) sesi genel ses dağılımında belli tepe noktaları oluşturur ve bu tepe noktaları son derecede rahatsız edici olarak duyulmaktadır. BPF sesi azaltmak için çok daha fazla çaba harcanmaktadır. Bu konuda çalışmalar iki bölüme ayrılmıştır. İlk bölümde dilin şekli ve konumunu yeniden yapılandırma ve sesi azaltma çalışmaları yapılmaktadır. İkinci bölümde fan kanadı ile ilgili değişiklikler üzerinde durulmaktadır. Kanatların değişken aralıklarla fan tekerleği üzerinde yerleştirilmesi, fan bloklarının açılı yerleştirilmesi ve testere dişlerine sahip kanat yapıları bu grupta ilk akla gelen çalışmalar olarak göze çarpmaktadır.

Üzerinde çalışılan çapraz akışlı fanın içinde kullanıldığı klima iç ünitesinin boyutları 283 mm x 800 mm x 195 mm olarak verilmiştir. Klimanın 2 boyutlu kesidi Şekil 2.6’ da gösterilmektedir. Çalışmada 35 kanatlı fanlar kullanılmıştır. Fan 10 bloktan oluşmaktadır. Bloklar arasında dönme açısı (θ_r) tanımlanmıştır. Deneysel çalışmalarda dönme açısı 0° , 3.1° , 3.5° , 4° , 5.14° olarak 5 farklı değerde denenmiştir.

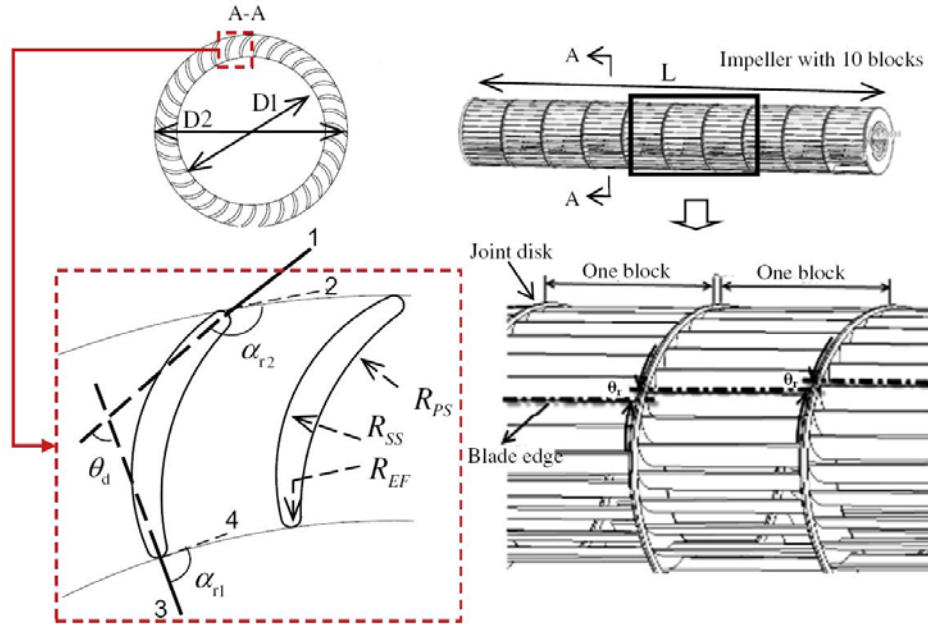


Şekil 2.6 Klima iç ünitesinin 2 boyutlu kesiti (Li, 2010)

Çapraz akışlı fana ait geometrik değerler Çizelge 2.3’ de verilmiştir. Şekil 2.7’ de tanımlanan değişkenlerin şekil üzerinde ifadesi yer almaktadır.

Çizelge 2.3 Çalışmada kullanılan çapraz akışlı fanın geometrik parametrelerinin değerleri [Li, 2010]

Z	35
D ₂	100 mm.
D ₁	77.1 mm.
L	666.7 mm.
α_{r1}	87.8°
α_{r2}	163.5°
R _{PS}	11.2 mm
R _{SS}	9.7 mm
R _{EF}	0.5 mm



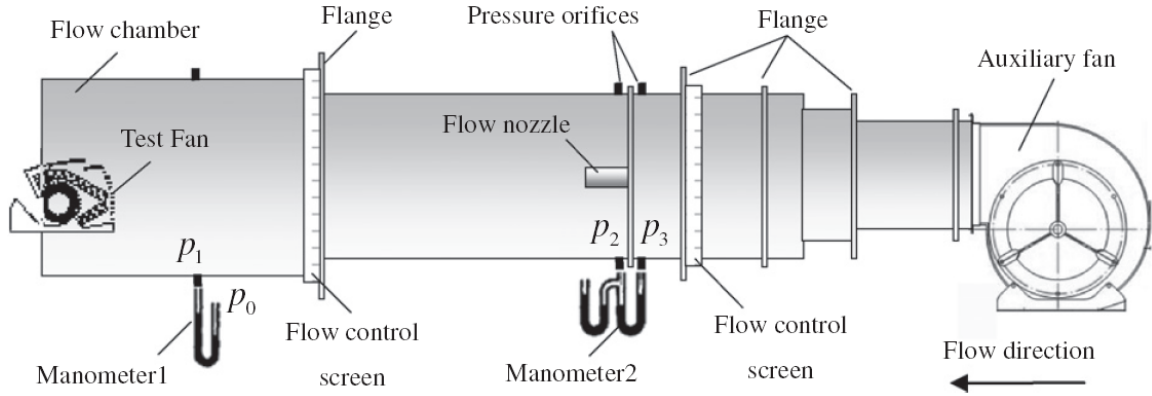
Şekil 2.7 Kanat ile ilgili geometrik parametreler (Li, 2010)

Aeroakustik test düzeneği Çin Standartı GB/T 7725-2004' e (Kanalsız klimaların test ve değerlendirilmesi – ISO standartında karşılığı ISO 5151-1994) göre kurulmuştur. Klima boyutları 8,4 m x 6,2 m x 4,8 m olanan yarı çınlamalı odada serbest olarak çalıştırılmıştır. Mikrofonun yerleştirildiği konum Şekil 2.6' da gösterilmiştir.

Yapılan ses ölçümlerinde geniş bant ses dağılımı aynı olmasına rağmen dönme açısına sahip fanların ses seviyesinin düz fanlara göre daha düşük olduğu gözlenmiştir. Aradaki bu farkın BPF sesinden kaynaklandığı belirlenmiştir. Bu çalışmada BPF sesinin farklı dönme açıları

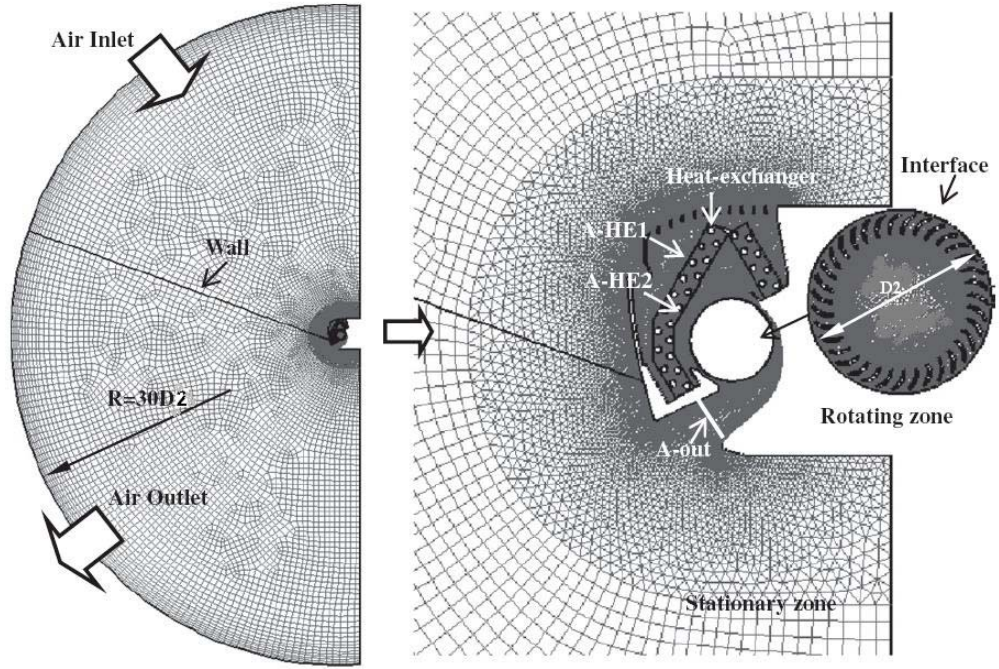
ve farklı devirlerde ses seviyesine nasıl bir etki yaptığının ortaya konması amaçlanmaktadır.

Aerodinamik testler GB/T 1236-2000 (endüstriyel fanların performans test metotları ve şartları - ISO standartında karşılığı ISO 5801) Çin Standartına göre kurulan düzeneğe gerçekleştirilmiştir. Test düzeneğinin taslağı Şekil 2.8’ de gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Test düzeneğinin taslak görüntüsü (Li, 2010)

Bu çalışmada sayısal analizler FLUENT programı kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan model Şekil 2.9’ da görülmektedir. Tüm alanlar durağan (stationary zone) ve dönen (rotating) alanlar olarak ikiye ayrılmıştır. Fan kanatların yakın çevresi dönen alan olarak tanımlanmıştır. Türbülans akışın çözülmesi için RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Giriş sınır şartı olarak kütleli debi ve çıkış sınır şartı olarak statik basınç değeri verilmiştir. Kararsız rejimde zaman adımı olarak 7.1428×10^{-5} belirlenmiştir.



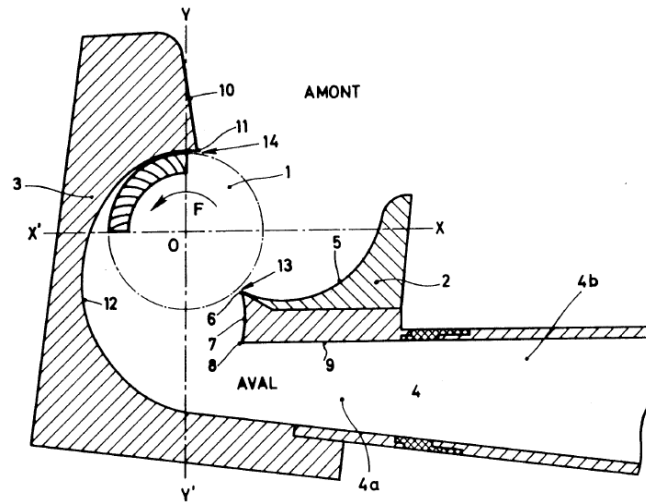
Şekil 2.9 Sayısal analizlerde kullanılan modelin özellikleri (Li, 2010)

Kanat blokları arasında θ_r dönme açısına sahip fanların ses seviyeleri düz kanat bloklarına göre daha düşük olduğu belirlenmiştir. Farklı açılar farklı BPF sesi ortaya çıkartmaktadır. Uygun olan dönme açısının $3-4^\circ$ arasında olduğu belirlenmiştir.

3. PATENT ARAŞTIRMASI

Çapraz akışlı fanların kullanıldığı alanlardan biri split klima iç üniteleri olmaktadır. Yapılan patent araştırması ile özellikle son yıllarda alınan patentler incelenmiş ve yapılan yeniliklerin neler olduğu ortaya konmuştur. Ayrıca incelemeler sırasında dünyada klima üzerine çalışmaların hangi alanlarda yoğunlaştığı yönünde fikir sahibi olunmuştur.

France Etat firması tarafından 1989 yılında alınan patentte çapraz geçişli fanın etrafında durağan olarak bulunan arka duvar (3) ve ön bölüm (2) kısımlarının fana göre konumları ve bu elemanları oluşturan komponentlerin geometrik değerlerini belirleyerek maksimum basınç farkı ve debiyi veren üniteyi ortaya koymak amaçlanmıştır.

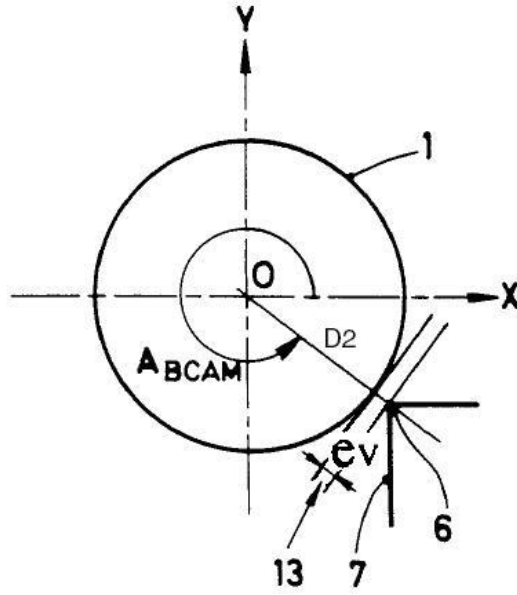


Şekil 3.1 Fan ve etrafındaki stator görevi gören komponentler (France Etat, 1989)

Yapılan çalışmanın içeriğine bakıldığında arka duvar giriş noktasının (11) fana göre durumu, fan ve arka duvar arasındaki hava açıklığının (14) mesafesi ve arka duvar kavisinin (12) formu arka duvar bölümünde yapılan çalışmalardır. Ön bölümde ise hava akımının karşılandığı yüzey (5) formu, ön bölüm giriş noktasının (6) konumu ve akım yönündeki yüzeylerin (7,9) sahip olduğu formlar belirlenmiştir. Ek olarak hava çıkış ağızlarının fanın dış çapına bağlı olarak ne oranda olması gerektiği belirlenmiştir.

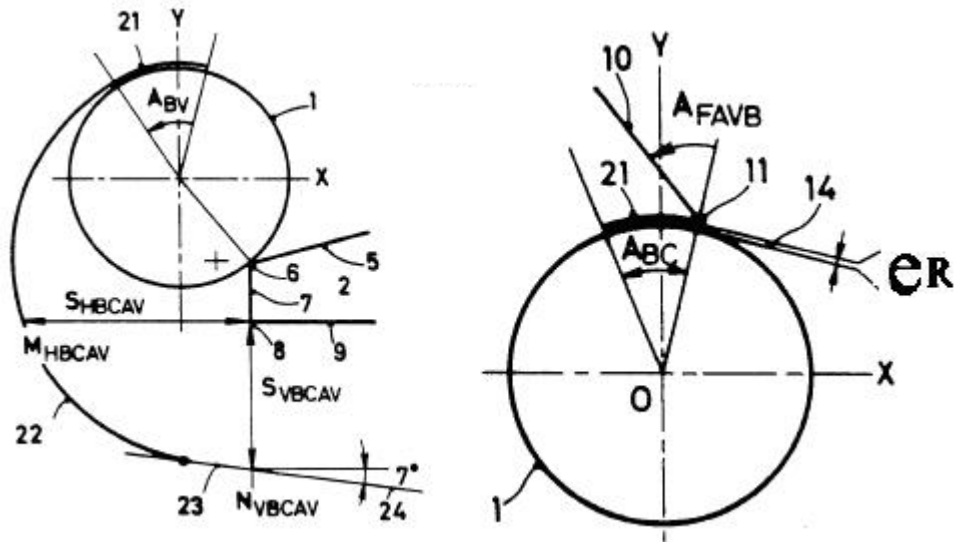
Patent ile koruma altına alınan fikirlerde, Şekil 3.2' de görüldüğü gibi ilk olarak ön bölüm (dil) giriş noktasının (6) x eksenine yaptığı açının (A_{BCAM}) $290^{\circ} \sim 330^{\circ}$ arasında olması ve fan dış çevresi ile bu nokta arasındaki radyal mesafe (e_v) kanat dış çapının (D_2) %2 ile %8

arasında olması gerektiği belirtilmiştir.



Şekil 3.2 Ön bölüm giriş noktasının fan ile arasındaki radyal mesafe (France Etat, 1989)

Şekil 3.3'de arka duvar giriş noktasından (11) başlayan 21 numaralı eğri A_{BV} açısı ile tanımlanmaktadır ve eğrinin uzunluğunun 76° ve 112° dahil olacak şekilde bu değerler arasında olması belirtilmiştir. Ayrıca bu noktanın fan ile arasındaki mesafenin (e_R) dış kanat çapının (D_2) %2 ile %8 arasında olması optimum değer aralığı olarak verilmiştir.



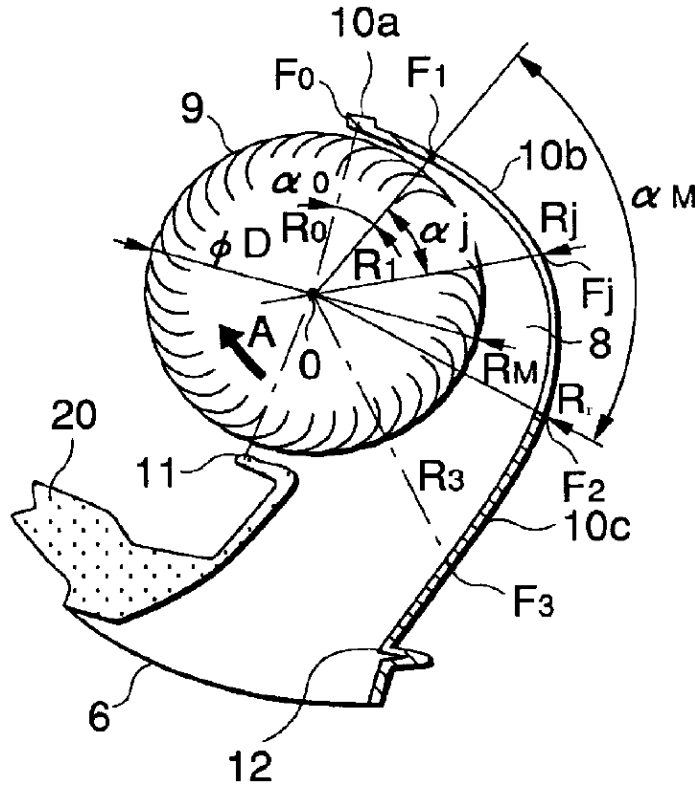
Şekil 3.3 Arka duvar giriş noktasının fan ile arasındaki radyal mesafe (France Etat, 1989)

Şekil 3.3'de gösterildiği gibi akış doğrultusundaki düz yüzeyin (10) tepe noktası arka yüzey

giriş noktası olacak şekilde $0^\circ \sim 70^\circ$ açı yapacak şekilde belirtilmiştir. Bu açı 0° olduğunda bu yüzey y eksenine paralel hale gelmektedir. Havanın çıkış bölümünde yatay ve dikey olarak mesafeleri dış kanat çapına bağlı olarak verilmiştir. S_{HBCAV} yatay mesafesi kanat dış çapının $\%80 \sim \%100$ arasında ve S_{VBCAV} dikey mesafesi kanat dış çapının $\%60 \sim \%90$ arasında olması gerektiği belirtilmiştir.

İncelenen patentten çapraz akışlı fanlarda hava akımının oluşması için gerekliliği mecburi olan arka duvar ve dil ile arasındaki konumlandırmaya ait kritik bilgiler edinilebilmektedir.

Mitsubishi Electric firması tarafından 2000 yılında alınan patentte arka duvar kavisli 3 bölüme ayrılarak optimum akışın elde edilmesi için bu bölümlerin geometrik sınır değerleri verilmiş ve akışı etkileyen geometrik elemanlara göre kavis parametrik olarak ifade edilmiştir.



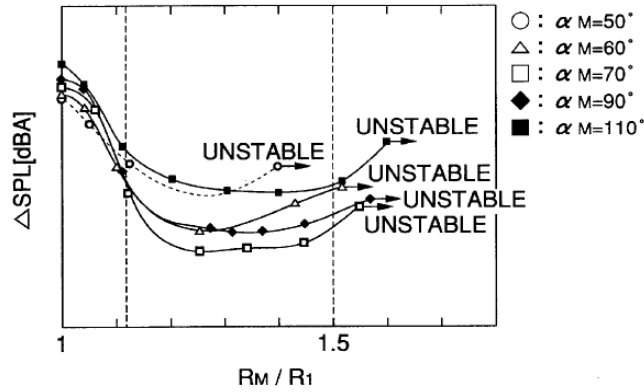
Şekil 3.4 Arka duvar kavisinin üç bölüme ayrılması (Mitsubishi Electric, 2000)

Şekil 3.4' de görüldüğü gibi arka duvar F_0 ve F_1 arası, F_1 ve F_2 arası ile F_2 ve F_3 arası olmak üzere 3 bölüme ayrılmıştır. Bu bölümleri tek tek incelediğimizde F_0 ve F_1 arası giriş bölümü olarak adlandırılmaktadır. Fan merkezi ile F_0 arasındaki mesafe R_0 , F_1 noktası ile arasındaki mesafe ise R_1 ile gösterilmektedir. Patentte R_0 mesafesinin R_1 ' den büyük olması durumunda daralan bir yapı oluşacağından bu direncin artması anlamına gelmektedir. Bu direnç hava

akımına o bölgede engel yaratmaktadır. R_1 mesafesinin R_0 ' dan büyük olması durumunda ise fandan basılan havanın düzensizleştiği belirtilmiştir. Bu durumda ilk bölgenin konsantrik olarak yapılması gerektiği ve bu ilk bölümün sınırlarını koyan α_0 açısının ise 15° ile 25° aralığında olmasının optimum ses düzeyi ve hava debisini vereceği patentte belirtilmiştir.

F_1 ve F_2 arasındaki ikinci bölümdeki kavis, arka duvarın genişleme bölümü olarak adlandırılmıştır ve iki farklı yöntemle oluşturulmuştur. 1. yöntemde Denklem 3.1' de verilen formül vasıtasıyla arka duvarın logaritmik spiral formu çıkartılmıştır. I_L arka duvar kıvrım genişleme oranı olarak verilmiştir ve bu değer 0,18 ile 0,23 aralığında olması gerektiği belirtilmiştir. Şekil 3.4' de gösterilen ve arka duvarın genişleme bölümünün açısal olarak uzunluğunu simgeleyen α_M ifadesinin yapılan deneyler sonucunda 60° ile 90° aralığında olması durumunda ses seviyesinin daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Yapılan deneylerin sonucunda elde edilen eğriler Şekil 3.5' de gösterilmiştir.

$$R_r = R_1 x e^{(I_L \times 2 \times \alpha / 360)} \quad (3.1)$$



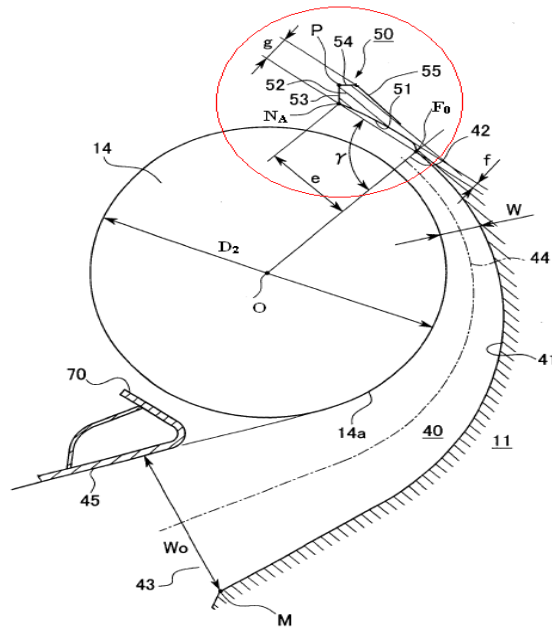
Şekil 3.5 Arka duvar genişleme bölgesinin uzunluğuna göre ses seviyesindeki değişim (Mitsubishi Electric, 2000)

Arka duvarın genişleme kısmının oluşturulmasında kullanılan ikinci yöntemde belli noktalar üzerinden bir yay geçirilerek ikinci bölüm oluşturulmuştur. R_M maksimum genişleme noktasının fan merkezine olan uzaklığı, R_J ise maksimum genişleme noktasının yarıçapı (R_M) ile R_1 yarıçapının ortalaması olarak tanımlanmaktadır. $R_1 < R_J < R_M$ sıralaması verilmiştir.

Arka duvarın üçüncü ve son bölümü olan bitiş kısmı, F_2 ve F_3 noktaları arasında kalan kısım olarak belirtilmiştir. F_3 noktasının fan merkezine uzaklığı R_3 yarıçapı ile ifade edilmektedir.

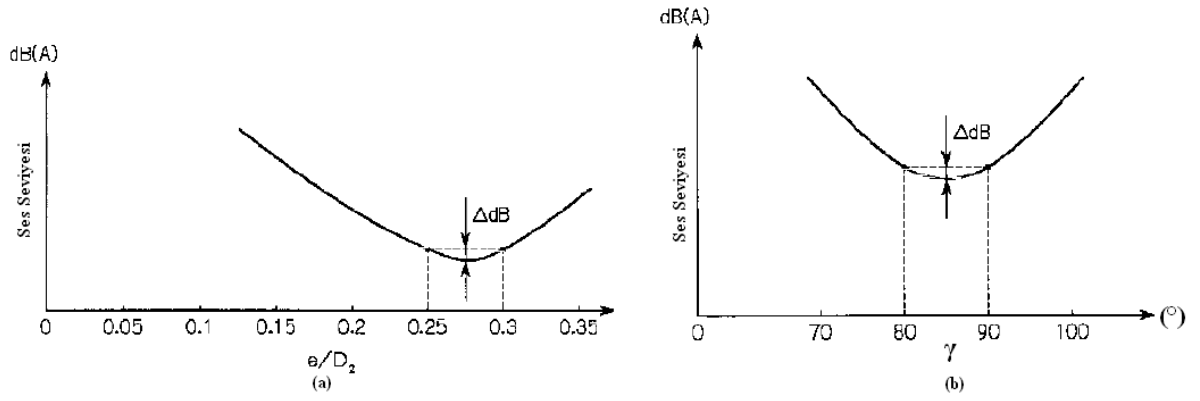
Bu yarıçap $R_3=1.1 - 1.8 \times D_2/2$ formülü ile bulunarak F_2 ile F_3 noktası dairesel yay ile birleştirilmiştir. F_2 -O- F_3 arasında kalan α_3 açısının $125^\circ - 145^\circ$ aralığındaki değerlerinde en düşük ses seviyesinin elde edildiği belirtilmiştir.

Mitsubishi firması tarafından 2002 yılında alınan patentte arka duvar yönlendirme kanadının tasarımı yapılmıştır. Arka duvar yönlendirme kanadı olarak ifade edilen ve hava emiş bölgesinde havanın arka duvarda ilk olarak karşılaştığı bölüm olan bu kısım Şekil 3.6' da kırmızı daire içine alınmıştır. Hava emiş bölgesinde havanın ilk çarptığı kısım olan arka duvar yönlendirme kanadının yapısının ses ve hava debisini etkilediği belirtilmiştir.



Şekil 3.6 Arka duvar yönlendirme kanadı (Mitsubishi, 2002)

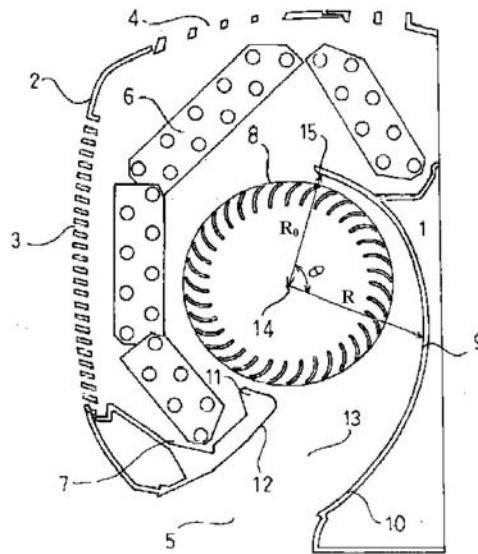
Arka duvar yönlendirme kanadına eşanjör üzerinden gelen havanın düzgün dağılması amacıyla üçgensel bir form verilmiştir. Bu formun alt noktası (N_A) ile arka duvar başlangıç noktası (F_0) iç bükey bir eğri ile birleştirilmiştir. Yönlendirme kanadının uzunluğu e ile gösterilmiştir. e uzunluğunun fan çapının %25 ile %30 arasında olduğu durumda ses seviyesinin minimum düzeyde olduğu belirtilmiştir. Fan merkezi ile arka duvar başlangıç noktasının birleştirilmesi ile oluşan çizgi ve yönlendirme kanadı ile arka duvar başlangıç noktasının birleştirilmesi ile oluşan çizgi arasında kalan açıya diyafram açısı (γ) adı verilmiştir. Bu açının değişiminin ses üzerine etkilerinin incelenmesi sonucunda $80^\circ - 90^\circ$ aralığının optimum değer aralığı olduğu saptanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen grafikler Şekil 3.7' de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 (a) e/D_2 oranının ses seviyesine etkisi (b) Diyafram açısının ses seviyesi üzerine etkisi (Mitsubishi, 2002)

Arka duvar yönlendirme kanadının giriş noktasına verilen formun toplam genişliği g ile ifade edilmiştir ve g/D_2 oranının 0.06 ' dan büyük olması durumunda istenen sonuçların elde edildiği belirtilmiştir. Yönlendirme kanadının fan tarafına verilen iç bükey eğri ile havanın yüzeyde daha düzgün akmasının amaçlandığı ifade edilmiştir. $0.002 \leq f/D_2 \leq 0.003$ aralığı ses seviyesinin minimum düzeyde kalmasını sağlamıştır.

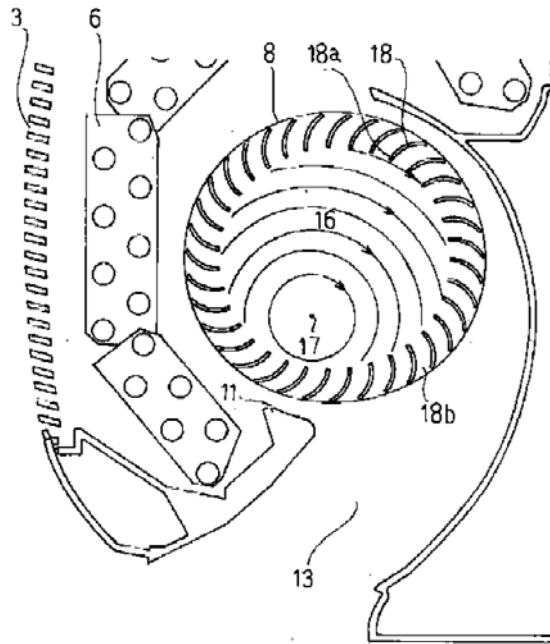
2001 yılında Mitsubishi Electric firması tarafından alınan patentte arka duvar kavisinin tasarlanması sırasında hava akış hızının ve hava akışının kanada hangi açı ile geldiğinin etkisi de göz önünde bulundurularak bir geometri oluşturulmuştur.



Şekil 3.8 Arka duvar kavisinin oluşturulması (Mitsubishi Electric, 2001)

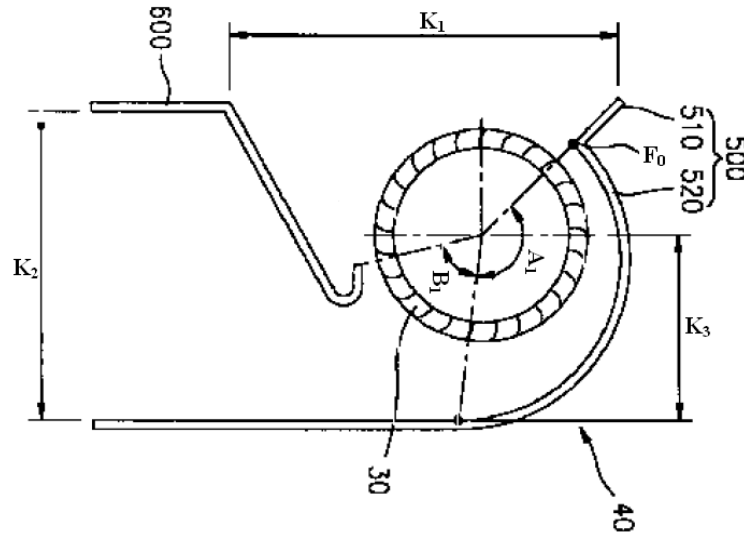
Arka duvar formu Denklem 3.2' ye göre çizilmiştir. Bu formülde kullanılan parametrelere baktığımızda N_L genişleme katsayısı ile karşılaşılmaktadır. Bu katsayı fanın basma bölümündeki kanatların (18b) üzerine gelen çapraz akışın hızına ve açısına bağlı olarak belirlenmiştir. Çapraz akış çizgileri Şekil 3.9' da gösterilmiştir. Genişleme katsayısının arka duvar kavisinin en geniş olduğu noktada maksimum değerini aldığı belirtilmiştir. Genişleme katsayısının sayısal değeri ile ilgili patentte bir sınırlama getirilmemiştir. Fakat arka duvar başlangıcında $\theta=3/Z*360$ derecelik bölümünde N_L katsayısının sıfır olmasının giriş kısmında ani genişlemenin önüne geçeceği belirtilmiştir. Yani diğer bir ifadeyle bu bölümde herhangi bir çap değişimi olmamaktadır. Böylece girişte oluşan ani genişleme sonucu oluşacak ters akışlar engellenebilmiştir.

$$R = R_0 \times \exp(N_L \times \theta) \quad (3.2)$$



Şekil 3.9 Fan içerisinde oluşan çapraz akışın kanatlar üzerinden geçişi (Mitsubishi Electric, 2001)

LG firması tarafından 1999 yılında alınan patentte ünitenin ve fanın boyutlarını değiştirmeden hava debisinin artırılması için optimum arka duvar boyutları ve havanın emiş ve üfleme alanlarının sınırları verilmiştir.



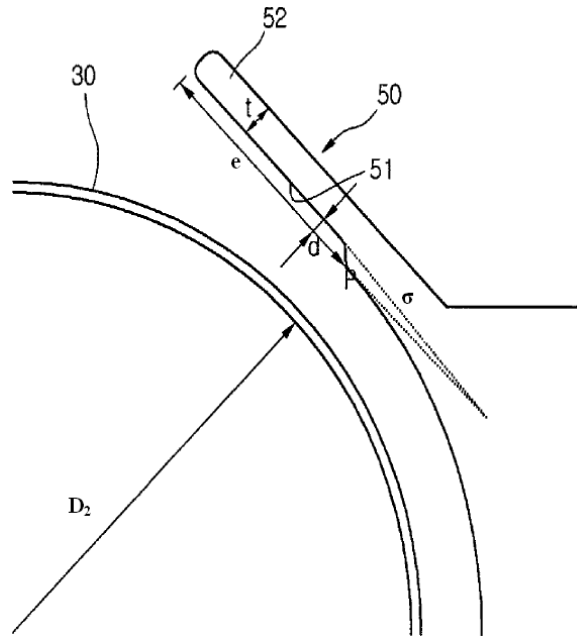
Şekil 3.10 Arka duvar formunun yapısı (LG, 1999)

Arka duvarın başlangıç noktasından itibaren kavisli yapının süpürme açısı A_1 120° ile 150° arasında olması durumunda optimum hava debisi elde edildiği belirtilmiştir. Arka duvarın kavisli yapısının bitişinden itibaren dilin başlangıç noktası arasında kalan B_1 açısı ise 65° - 70° arasında verilmiştir.

Şekil 3.10’ da verilen fan merkezi ile arka duvarın kavisli kısmının bittiği nokta arasındaki dik mesafe K_3 fan çapına bağlı olarak verilmiştir. Bu mesafe fan çapının %85 ile %95 arasında olmaktadır.

Fanın emiş bölgesinin K_1 alanının difüzör sonundaki üfleme alanına K_2 oranının 1 den küçük olması istenmiştir.

2009 yılında LG firması tarafından alınan patentte arka duvar yönlendirme kanadının yapısı üzerine geometrik parametrelerin optimum değerleri verilmiştir. Yönlendirme kanadını anlatan geometrik ifadeler Şekil 3.11’ de gösterilmiştir.



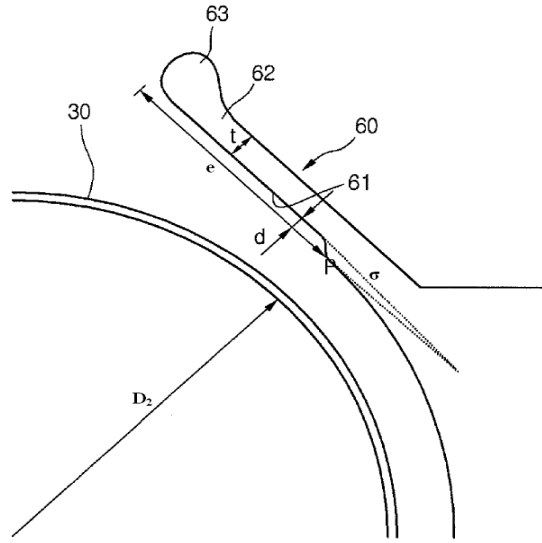
Şekil 3.11 Arka duvar Yönlendirme kanadının geometrik parametreleri (LG, 2009)

Yönlendirme kanadının arka duvar teğetine göre 4° ile 6° arasında eğimli yapılması gerektiği belirtilmiştir. Daha az eğim yapılması durumunda arka duvar türbülansa neden olmaktadır. Daha fazla eğim yapılması ise fan dışında türbülansa neden olmaktadır.

Arka duvar yönlendirme kanadının derinliğinin (d) fan çapına oranı $0.01 \leq d/D_2 \leq 0.015$ aralığında verilmiştir. Bu aralık dışında bir derinlik kullanılması durumunda fan tekerleğinin dış yüzeyi ile arka duvar arasındaki bölümde türbülansın oluştuğu belirtilmiştir.

Yönlendirme kanadının kalınlığı da fan çapına bağlı olarak sınırlandırılmıştır. $0.4 \leq t/D_2 \leq 0.5$ arasındaki kalınlığın optimum sonucu verdiği ifade edilmiştir. Daha ince kalınlıklarda bu bölgenin hava akımından dolayı titrediği belirtilmiştir. Daha kalın yapılması durumunda ise eşanjör üzerinden geçen havanın bu bölümle karşılaşarak girdap şeklinde dönmeye başladığı belirtilmiştir.

Yönlendirme kanadının uzunluğu $0.14 \leq e/D_2 \leq 0.18$ aralığında sınırlandırılmıştır. Yönlendirme kanadının uzun yapılması durumunda dirençte artış meydana gelmektedir ve eşanjör üzerinden geçen akım bu bölgede zorlanmıştır. Daha kısa yapılan yönlendirme kanadının ise emiş performansını azaltması sebebiyle debide azalmaya neden olduğu belirlenmiştir.



Şekil 3.12 Arka duvar yönlendirme kanadının ucuna verilen yuvarlak form (LG, 2009)

Arka duvar yönlendirme kanadının ucuna Şekil 3.12’ de gösterildiği gibi fandan uzaklaşacak şekilde yuvarlak bir şişirme yapılarak türbülansın azaltılacağı ifade edilmiştir.

4. LİTERATÜR VE PATENT ARAŞTIRMASINDAN ELDE EDİLEN BİLGİLER

Yapılan araştırmalar sonucunda çapraz akışlı fan ile ilgili birçok araştırmanın yapıldığı ve çeşitli firmalar tarafından performansı arttırmaya ve ses seviyesini azaltmaya yönelik patentlerin alındığı görülmüştür.

İncelenen literatürlerde ortak fikir olarak çapraz akışlı fanlarda akışın teorik olarak incelenemediğinden ve bu konuda karşılaşılan zorluklardan bahsedilmiştir. Çalışmaların daha çok deneysel yönde ilerlediği fakat bazı araştırmacıların yaptığı deneyler sonucunda elde ettiği veriler üzerinden teorik olarak hesaplamalar yaptığı görülmüştür. Literatür araştırmaları sonucunda çapraz akışlı fanların çalışma prensibi hakkında bilgiler edinilmiş ve akışı etkileyen parametrelerin neler olduğu çıkartılmıştır. Ayrıca böyle bir çalışmada kullanılan araçlar ortaya konmuştur. Çapraz akışlı fanlar birçok cihazda kullanılmaktadır. Split klima iç ünitelerinin genelinde bu fanlar kullanılmaktadır. Klima şasesi içine yerleştirilen çapraz akışlı fanın 2 boyutlu analizleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programında yapılmıştır. 3 boyutlu analizlerden mesh sayısının artmasına bağlı olarak analiz süresinin uzaması nedeniyle uzak durulmuştur. Ayrıca klima iç ünitesinde akışın eksenel yönde çok fazla değişmediği görülmüştür. Bu nedenle 2 boyutlu analizlerde istenilen sonuçlara ulaşılmıştır. Bu analizlerde verilen sınır şartları, kullanılan çözüm metotları ve elde edilen çıktıların neler olduğu irdelenmiştir. Giriş sınır şartı olarak kütleli debi, hava hızı değerleri ve giriş basıncı gibi değerler kullanılmıştır. Çıkış sınır şartı olarak da çıkış basıncı değeri kullanılmıştır. Klima iç ünitesinin havayı atmosfer basıncında bulunan bir mahale üflemesi nedeniyle çıkış basıncı olarak atmosfer basıncı kullanılmıştır. İç üniteye akış türbülanslı akış olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle yapılan sayısal analiz çalışmalarında k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

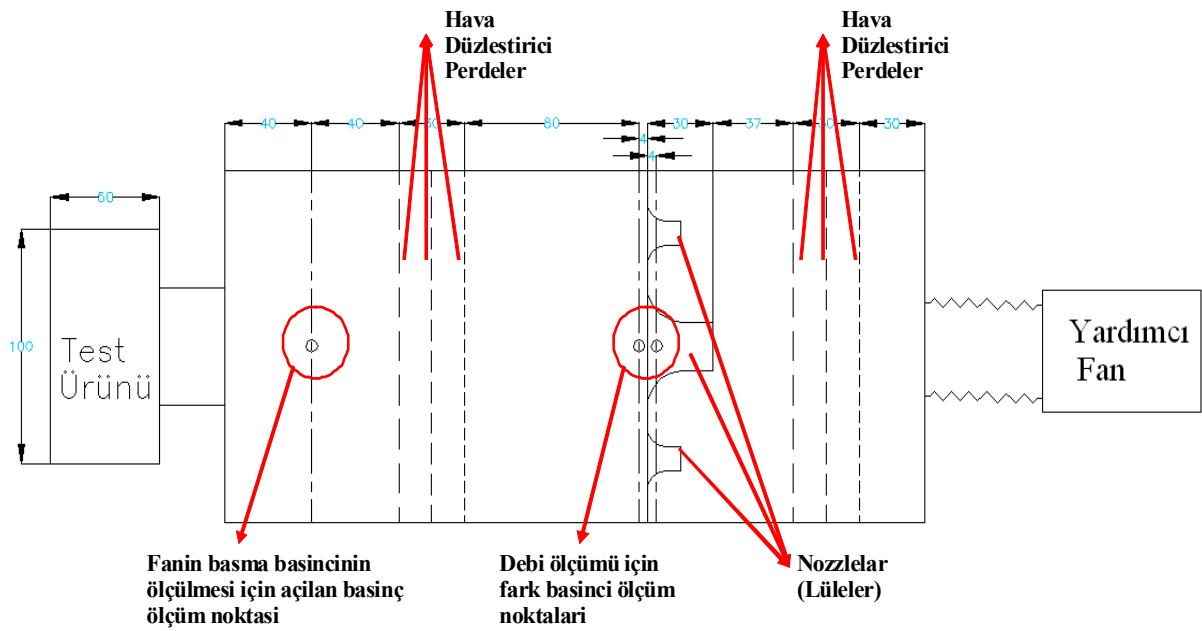
Çalışmalarda yapılan analizlerin doğrulanması amacıyla ne gibi deney düzeneklerinin kullanıldığı ve ürün prototiplerinin neler olduğu incelenmiştir.

5. FAN TEST DÜZENEGİ

5.1 Deney Laboratuvarı ve Kullanılan Fan Test Tüneli

Split klima iç ünite fanlarının debi ve basıncını ölçebilmek amacıyla “ANSI/AMCA 210-07 Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating” standartına göre özellikleri belirlenen deney düzeneği kullanılmıştır.

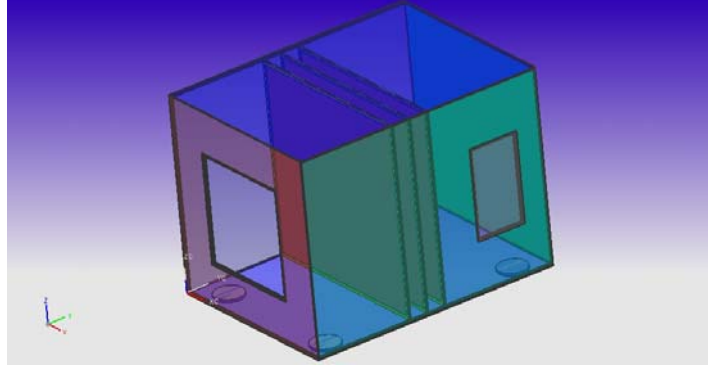
Fan test tünelinin boyutlandırması ANSI/AMCA 210-07 standartına göre yapılmıştır. Fan test tüneli boyutlandırması test edilecek ürünlerin hava üfleme bölgelerinin kesit alanına göre belirlenmiştir. Ölçülerde dış ünite de kullanılan eksenel fanların boyutları ile hesaplamalar yapılmıştır. Fan çapı maksimum 450 mm olan eksenel fanların ölçümleri standartlar içerisinde yapılabilmektedir. Şekil 5.1’ de tünelin şematik çizimi üzerinde kullanılan elemanları ve ölçüm alınacak noktaların birbirlerine göre mesafeleri verilmiştir.



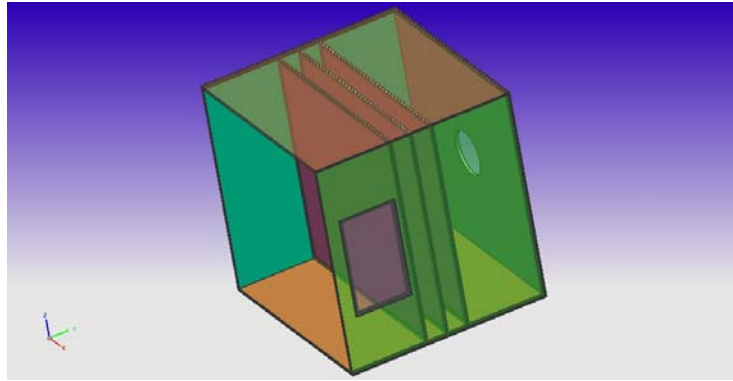
Şekil 5.1 Fan test tünelinin şematik çizimi

Test tünelinin duvarları 20 mm. kalınlığında pleksiglass levhalardan yapılmıştır. Pleksiglass levhalar, üzerinde pencere açma, köşelerde kademe oluşturma (yapıştırma yüzeyinin arttırılması amacıyla) gibi işlemler için cnc tezgahlarda işlenmiştir. Daha sonra levhalar kapalı hacim oluşturulacak şekilde kloroform ile birbirine yapıştırılmıştır. Tünelin mukavemetini arttırmak amacıyla daha sonra vidalı bağlantı da yapılmıştır. Hava sızıntısını engellemek

amacıyla birleşim noktalarında meydana gelebilecek en küçük delikler silikon yardımıyla kapatılmıştır. Tünel boyutunun mevcut levha boyutlarından fazla olması sebebiyle tünel nozul bölgesinden ikiye ayrılarak oluşturulmuş ve daha sonra birleştirilmiştir. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3’ de nozul öncesinin ve sonrasının şematik görüntüsü verilmiştir.



Şekil 5.2 Nozul öncesi bölümün şematik gösterimi



Şekil 5.3 Nozul sonrası bölümün şematik gösterimi

Testlerde kullanılan fan test tünelinin boyutları;

- Genişlik : 3420 mm.
- Yükseklik : 1500 mm.
- Derinlik : 1500 mm.



Şekil 5.4 Fan test tünelinin tüm elemanlarıyla genel görünüşü

Deney düzeneğinde iki adet 4" ve bir adet 2" olmak üzere toplam üç adet nozul bulunmaktadır. Nozul öncesinde ve sonrasında farklı açıklık oranlarında üç farklı hava düzleştirici perde bulunmaktadır. Nozul öncesinde ve sonrasında açılan pencereler farklı deneylerde nozullara gereken müdahalenin yapılabilmesi için açılmıştır ve pencere kenarlarına conta konularak hava sızdırmazlığı sağlanmıştır.

Tünelin sonuna esnek hava kanalı ile bağlanan yardımcı fan ile tünel içinde oluşan yerel sürtünme kayıpları ortadan kaldırılarak alınan ölçümlerin tamamıyla test edilen fana ait olması sağlanmıştır.

5.1.1 Nozul

Farklı boyutlardaki nozullar bir plakanın üzerine yerleştirilmiştir. Test edilen ürünün hava debisi ihtiyacına göre bir veya daha fazla nozul kullanılabilmiştir. Tıplar yardımı ile kullanılmayan nozul kapatılmıştır. Test tüneline kullanılan nozulların yerleşimi Şekil 5.5' de gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Plaka üzerine nozulların yerleşimi

5.1.2 Hava Düzleştiriciler

Test tüneline 3 farklı açıklık oranına sahip 6 adet hava düzleştirici perde bulunmaktadır. Bu perdeler nozul ön tarafına ve arka tarafına yerleştirilmiştir. Hava düzleştirici perdeler türbülansı azaltarak daha laminar akış sağlamak için kullanılmaktadır. Şekil 5.6’ da gösterilen hava düzleştirici perdeler fan test tüneline kullanılmıştır.



Şekil 5.6 Hava düzleştirici perde

5.2 Debi Ölçümü

Fan test tünelinin tasarlanmasındaki öncelik amaçlardan biri debi ölçümü yapılmasıdır. Bu amaçla nozul plakasının ön ve arkasından belli mesafelerdeki düzlemlerde her bir tünel duvarının orta noktası olacak şekilde dört adet delik açılmıştır. Bu delikler birbirine pnömatik hortumlarla birleştirilmiştir. Nozul önündeki düzlemden gelen hortum manometrenin (+) ucuna, nozul plakasının arkasındaki düzlemden gelen hortum ise manometrenin (-) ucuna bağlanmıştır.

Fan test tüneline iki adet Furness Control Limited firmasının ürettiği FCO510 marka mikromanometre kullanılmıştır. Mikromanometrelerden biri debinin bulunması amacıyla nozul bölgesindeki fark basıncının ölçülmesinde, diğeri ise fan basıncının belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Manometreler, RS232 bağlantı kablosu ile bilgisayara bağlanabilmektedir. Bilgisayara yüklenen Furness Control Limited firmasına ait yazılım ile alınan verilen eş zamanlı olarak bilgisayara excel dosyası olarak kaydedilmektedir. Deney sonucunda test numunesinin debisini belirlemek amacıyla kaydedilen verilerin ortalaması alınmıştır. Alınan ortalama basınç farkı değerleri nozul üretici firmadan alınan Çizelge 5.1' deki tablolara yerleştirilerek debi değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 5.1 Nozul üretici firmasından alınan hava debisi hesaplama tablosu

[illegible]

5.3 Fan Motoru Kontrolü

Inverter klima iç ünitesinde genellikle BLDC (Brushless DC) fan motorları kullanılmaktadır. Bu motor çeşidinin kullanılmasındaki başlıca nedenler; geniş bir hız kontrol aralığı sağlaması, verimli çalışması ve ses seviyesinin düşük olması olarak gösterilmektedir. Debi ölçümü esnasında sadece klima iç ünitesi çalıştırılmıştır. İç ünitenin hava debisinin farklı fan hızlarında test edilebilmesi amacıyla fan motoru Şekil 5.7’ de gösterilen “BLDC Fan Motor Test Jig” i ile beslenmiştir. Üzerindeki ekranlar sayesinde fanın kaç devirde döndüğünü görmek ve hassas bir devir ayarı yapmak mümkündür.



Şekil 5.7 BLDC fan motor test jigi

6. SAYISAL ANALİZ ÇALIŞMALARI

Son zamanlarda yapılan araştırma geliştirme çalışmalarında sayısal analiz ve simülasyon programlarının önemi fark edilmiştir ve kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Deneyler öncesinde bilgisayar programları aracılığıyla deney şartlarının oluşturulması yapılan çalışma sonucunda neler elde edilebileceği konusunda ciddi fikir vermektedir. Ayrıca yapılacak prototip sayısının ve buna bağlı olarak deney sayısının azaltılması çalışmaların maliyetini ve süresini azaltmaktadır.

Klima iç ünitesinde çapraz akışlı fan, havanın ızgaradan emilerek eşanjör üzerinden geçirilip şartlandırıldıktan sonra tekrar ortama iletilmesini sağlamaktır. Çözölmek istenen problem akış kaynaklı olduğundan sayısal analizler yaygın olarak kullanılan FLUENT firmasına ait hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programında yapılmıştır. Analiz işlemine geçmeden önce modellerin iki boyutlu çizimleri Unigraphics NX5 tasarım programında yapılmıştır. Daha sonra model Gambit mesh (ağ) programında “mesh”lenerek sınır koşullarının neler olduğu belirlenmiştir. Son aşamada CFD programında belirlenen sınır şartların sayısal değerleri girilerek çözümleme yapılmıştır. Hesaplama işleminin bitiminde hız, basınç dağılımı, akış çizgileri, ses basınç dağılımı vb. gibi birçok çıktı görüntülenebilmektedir.

6.1 Modellerin Gambit Programında Hazırlanması

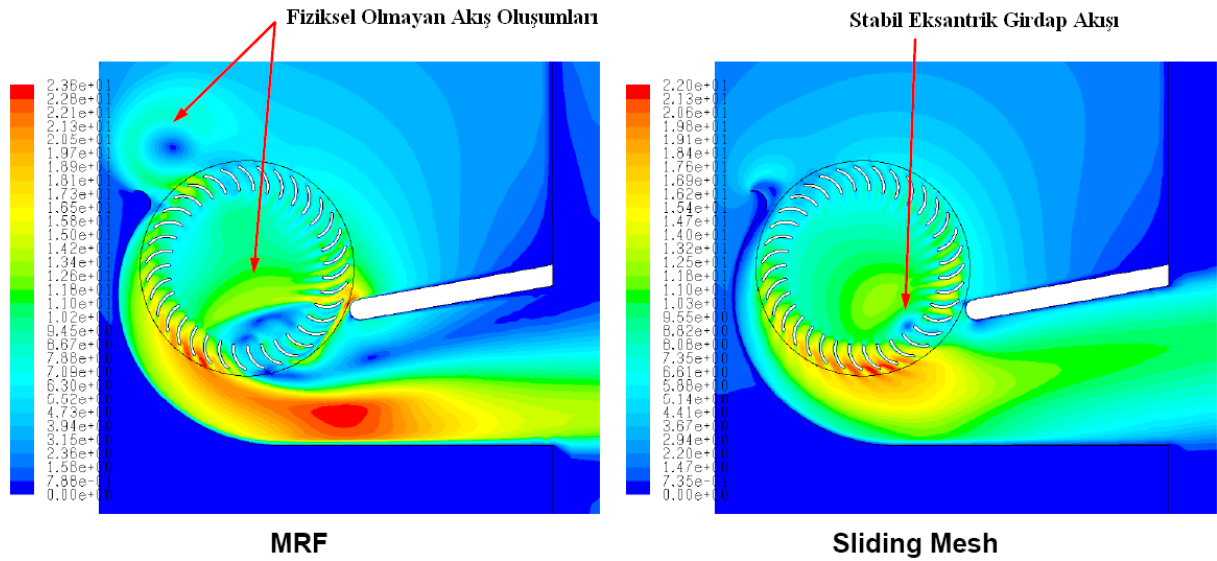
Klima iç ünitesinin 2 boyutlu kesitinin Gambit programına aktarılmasından sonra klimanın emiş ızgarasının önüne hava emişi simgeleyen, iç ünitenin çıkışına ise hava üfleme simgeleyen alanlar oluşturulmuştur. İç ünite içerisinde üç bükümlü eşanjör kullanılmıştır. Çapraz akışlı fanlarda eksenel yönde hava akışında fazla bir değişiklik oluşmamaktadır. Bu nedenle sayısal analizlerin 2 boyutlu yapılması istenilen sonuçlara ulaşılmasına olanak sağlamıştır (Dang vd., 2009)

Klima hava emiş bölgesine basınç girişi sınır şartı, klima çıkışındaki tünelin sonuna ise çıkış basıncı sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Fan kanatları duvar olarak belirtilmiştir. Fan kanatlarının giriş ve çıkışına dairesel iki adet ara yüzey tanımlanmıştır (Tae-An Kim vd., 2008). Fan kanatlarının etrafında kalan yüzey de dönen yüzey olarak tanımlanacağından buradaki meshlerde problem olmaması amacıyla ara yüzey tanımlanmıştır. Eşanjör kesiti alındığında havanın dikey olarak çarptığı borular duvar olarak tanımlanmıştır ve bu bölgeden hava akışı geçmemektedir. Eşanjörün kanatları 2 boyutlu kesitte bulunmamaktadır. Gambitte

Şekil 6.1 Sayısal analizlerde kullanılan model

6.2 Hazırlanan Modellerin CFD' ye Aktarılması

Gambitte hazırlanan modellerin mesh dosyası Fluent CFD programına aktarılmıştır. CFD programında tanımlanan sınır ifadelerinin sayısal değerleri ve çözüm yöntemi girilmiştir. Hava emiş bölgesinde tanımlanan giriş basıncı sınır şartına atmosfer basıncı, klima çıkışında tanımlanan çıkış basıncı sınır şartı için de atmosfer basıncı değeri girilmiştir. Fan kanatları 800 rpm de döndürülmüştür. Duvar olarak tanımlanan fan kanatlarının etrafındaki akış hacmi de 800 rpm ile döndürülmüştür. Bir yüzeyin döndürülmesi için CFD programında o yüzeye ait meshlere iki farklı mesh çeşidi tanımlaması yapılabilmektedir. Bu mesh çeşitlerinden ilki hareketli referans çerçeve (Moving Reference Frame) diğeri ise hareketli mesh (Moving Mesh) olarak programda belirtilmiştir. Bu yüzey için hareketli mesh (Moving Mesh) çeşidi kullanılmıştır (Küçükçoşkun vd., 2007). Diğer mesh çeşidinin kullanılması durumunda çapraz akışlı fanlarda fiziksel olmayan akış hareketlerinin oluşumu gözlenmiştir. Oluşan bu fiziksel olmayan akışlar Şekil 6.2' de gösterilmiştir. Analizin model kesitinde yer alan tüm yüzeyler akışkan olarak tanımlanmıştır. Akışın geçmediği yerler modelden çıkartılmıştır.



Şekil 6.2 Dönen yüzeylerde kullanılan mesh çeşidi

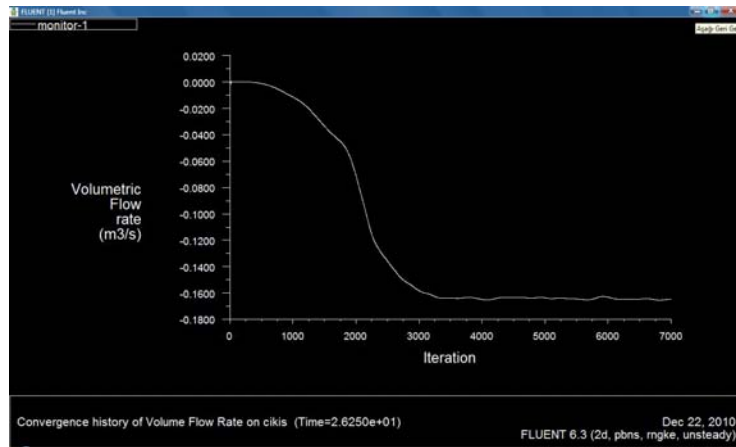
İç ünite de yer alan eşanjör hava akışı önünde ciddi basınç düşümü yaratmaktadır. CFD de kullanılan gözenekli ortam (porous media) aracı ile bu basınç düşümü simüle edilmiştir. Basınç düşümü farklı yöntemlerle programa girilebilmektedir. Sayısal analizlerde Power Law modeli kullanılmıştır. Klima iç ünitesinde eşanjörün her bir bükümü üzerinde ortalama hız bulunmuştur. İç ünite de eşanjör varken ve eşanjör çıkartıldıktan sonra basma basınçları ölçülmüştür. Aradaki fark 2,59 Pa olarak bulunmuştur. Direnç katsayıları Çizelge 6.1' de

verilmiştir.

Çizelge 6.1 Eşanjör Basınç Düşüm Katsayıları

	Eşanjör Yüzeyindeki Ort. Hız (m/s)	ΔP (mPa)	C_0	C_1
Sağ Alt Eşanjör	1.42	2590	937	2.9
Sağ Üst Eşanjör	1.45	2590	882	2.9
Sol Eşanjör	1.39	2590	997	2.9

Sayısal analizlerde k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır (Askari vd., 2009). Denklemlere ikinci dereceden yaklaşımın daha uygun olacağı belirlenmiştir. Analizlerde zamana bağlı olarak çözüm yapılmıştır ve 0,075 s zaman aralık adımı verilmiştir. Hava debisinin stabil duruma gelmesinden sonra analiz sonlandırılarak hava debisi değeri okunmuştur. Hava debisini program m³/s olarak vermektedir. Fluent CFD programında yapılan 2 boyutlu analizlerde 3. boyut olarak program otomatik olarak 1m. eksenel uzunluğu kabul etmektedir. Klimanın eksenel uzunluğu değiştirilerek analiz sonucunda iç ünitenin hava debisi direk olarak okunmuştur. Analiz devam ederken grafiklerden hava debisinin değişimi takip edilebilmektedir. Bu değişimi veren grafik Şekil 6.3’ de gösterilmiştir. Sayısal analizlerde hava debisinin belli bir süre değişmeden ilerlemesi akımın rejime girdiğinin göstergesi olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.3 Hava debisinin analiz boyunca değişimi

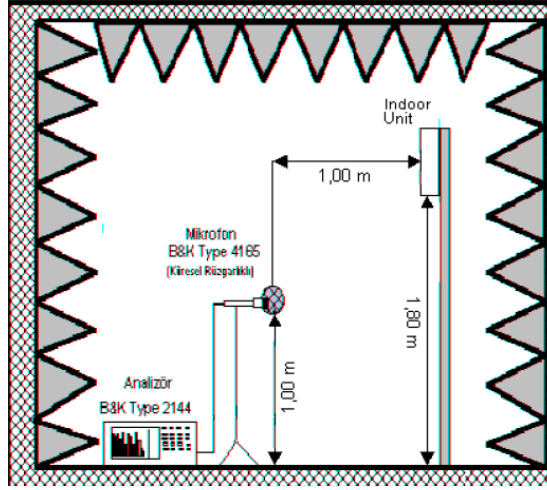
Analizlerde iki farklı zaman aralığı kullanılmıştır. Hava debisinin belli bir iterasyon sayısından sonra değişimi çok az olmaktadır. Denklem 6.1’ de zaman aralığının bulunduğu eşitlik verilmiştir. Δt zaman aralığını ifade etmektedir. Ses hesaplamaları 63 – 10.000 Hz

aralığında ölçülmektedir. Bu nedenle zaman aralığını hesaplamak için maksimum frekans değeri kullanılmıştır. Denklem 6.1 eşitliğinin çözülmesi sonucunda $\Delta t = 5 \times 10^{-5}$ zaman aralığı bulunmuştur. Zaman aralık adımının hesaplanması için Denklem 6.2 kullanılmıştır. t zaman aralık sayısını belirtmektedir. Eşitliğin çözüm sonucuna göre $t = 330$ zaman aralık adımı seçilmiştir.

$$\frac{1}{2 \times \Delta t} = 10000 \quad (6.1)$$

$$\frac{1}{t} = 63 \quad (6.2)$$

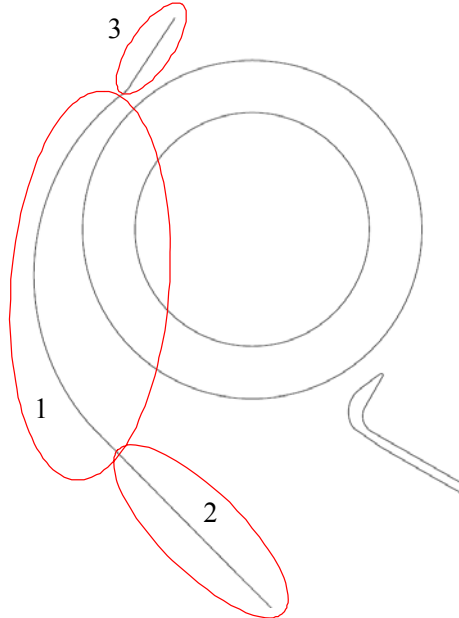
Ses ölçümünde kullanılan mikrofona analizlerde de ihtiyaç duyulmaktadır. Ses ölçüm odalarında standart mikrofona yerleşim ölçülerinde 1 adet mikrofona yerleştirilmiştir. Ses kaynağı olarak fan kanatları belirlenmiştir. Sayısal analizlerde ses seviyesi birebir aynı sonucu vermese de modellerin karşılaştırılmasında faydalanılmıştır. Ses ölçüm odalarında mikrofona iç ünite önüne yerleştirilmesi Şekil 6.4’ de gösterilmiştir. Klimanın alt yüzeyinin yerden yüksekliği 1,8 m olacak şekilde asılmıştır. Mikrofon klimanın ön yüzeyinden 1 m uzaklığa yerleştirilmiştir. Mikrofonun yerden yüksekliği ise 1 m olacak şekilde ayarlanmıştır. Sayısal analizlerde mikrofona noktası CFD programında koordinat olarak tanımlanmıştır.



Şekil 6.4 Ses ölçüm deneylerinde iç ünite önüne mikrofon yerleştirilmesi

6.3 Arka Duvar Geometrik Yapısı İle İlgili Sayısal Analizler

Çapraz akışlı fanlarda hava akışının yeterli ve düzgün bir şekilde sağlanabilmesi için arka duvar yapısı oldukça önemlidir. Arka duvarın yapısındaki değişimin fan performansına etkileri detaylı olarak analizlerde incelenmiştir. Arka duvar üç ana bölümde incelenmiştir. Üç bölümün şematik olarak çizimi Şekil 6.5’ de gösterilmiştir.



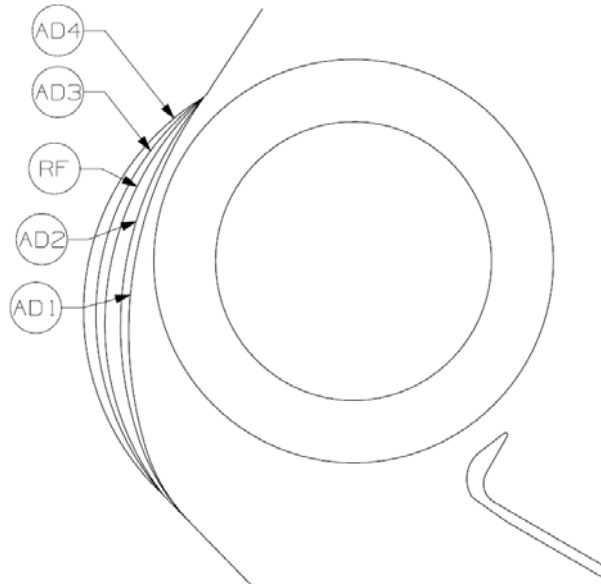
Şekil 6.5 Arka duvarın bölümleri

1. Arka Duvar Kavis
2. Arka Duvar Üfleme Bölümü
3. Arka Duvar Yönlendirme Kanadı

6.3.1 Arka Duvar Kavis

Fanın emme bölgesinden basma bölgesine geçiş arka duvar kavisinin başlangıç noktasına denk gelmektedir. Bu noktadan başlayarak çapraz akışlı fanın çıkışına doğru arka duvar kavisinin radyal genişliği hava hızlarını ve basınç dağılımını etkilemektedir. Referans alınan arka duvar genişliğinin yanı sıra oluşturulan 4 modelde arka duvarın diğer bölümleri referans geometri ile aynı tutularak sadece arka duvarın radyal genişliği değiştirilmiştir. Oluşturulan iki geometride arka duvar radyal genişliği arttırılırken (fandan uzaklaştırılırken), 2 geometride ise radyal genişlik azaltılmıştır (fana doğru yaklaştırılmıştır).

Şekil 6.6' de arka duvar kavis bölümünde denenen farklı geometrilerin birbirine göre konumları gösterilmiştir. RF kodu ile verilen arka duvar kavis referans alınan yapıyı göstermektedir. AD1 ve AD2 arka duvar genişliğinin azaltıldığı, AD3 ve AD4 ise arka duvar genişliğinin arttırıldığı yapıyı göstermektedir.



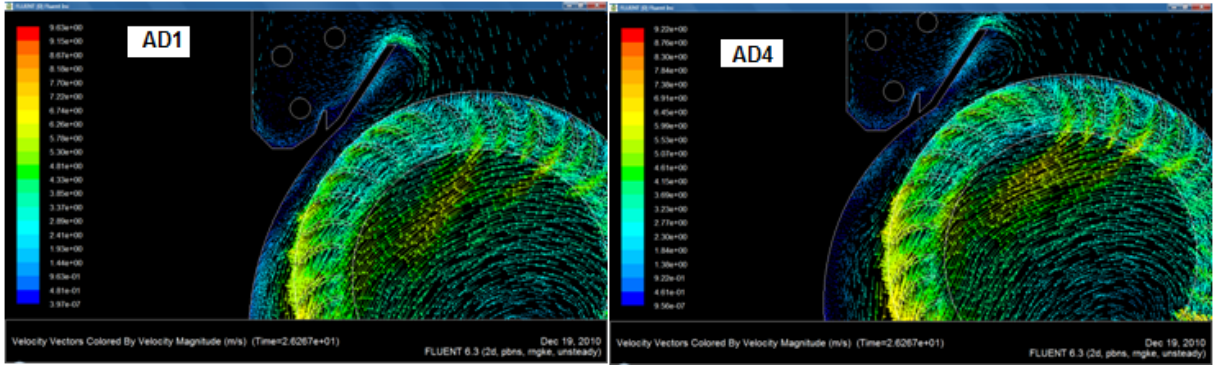
Şekil 6.6 Arka duvar kavis bölümünde denenen geometrilerin birbirine göre konumu

Şekil 6.7' de arka duvar ile fan arasında arka duvarın başlangıç kısmındaki hız vektörleri gösterilmiştir. AD4 arka duvar yapısında fan ile arka duvar arasındaki mesafe daha fazla

bırakılmıştır. Fanın basma bölgesinden çıkan yüksek basınçtaki havanın hızı kesitin artmasıyla azalmaktadır. Havanın basıncı azalarak bu bölgede alçak basınç bölgesi oluşmaktadır. Fandan çıkıp üfleme bölgesinde dirençle karşılaşan hava akımı bu bölgeye doğru yönelmektedir. Bu bölüme yönelen hava fanın emiş bölgesinden tekrar fan içine doğru çekilmektedir. Bunun sürekli olarak devam etmesi sebebiyle bu bölgede girdap oluşmaktadır. Oluşan girdap akımı nedeniyle fan yeterli basma alanını kullanamamaktadır. Arka duvar kavisi azaltıldığında hava hızı arttırılmaktadır. Bu bölgede hızlanan hava nedeniyle basınç artmaktadır. Geri dönen hava radyal genişliği daha fazla olan arka duvar yapısına göre azalmaktadır. Girdap akımı bu bölgede ortadan kaldırılamamıştır, fakat üst bölgeye kaydırılmış ve girdap akımının alanı küçültülmüştür. Fanın performansını olumlu etkilemiştir. Hava debisi yaklaşık olarak %5 arttırılmıştır. Analiz sonucunda elde edilen ses seviyesi ve hava debisi değerleri Çizelge 6.2’ de verilmiştir. Sayısal analiz sonucunda elde edilen sayısal değerler ses ölçüm laboratuvarlarında ölçülen ses seviyesi değerlerini birebir olarak yansıtmamıştır. Ses seviyesi ile yapılan analiz çalışmalarında tasarlanan modellerin birbiri ile kıyaslanması açısından elde edilen verilerde istenen sonuçlar elde edilmiştir.

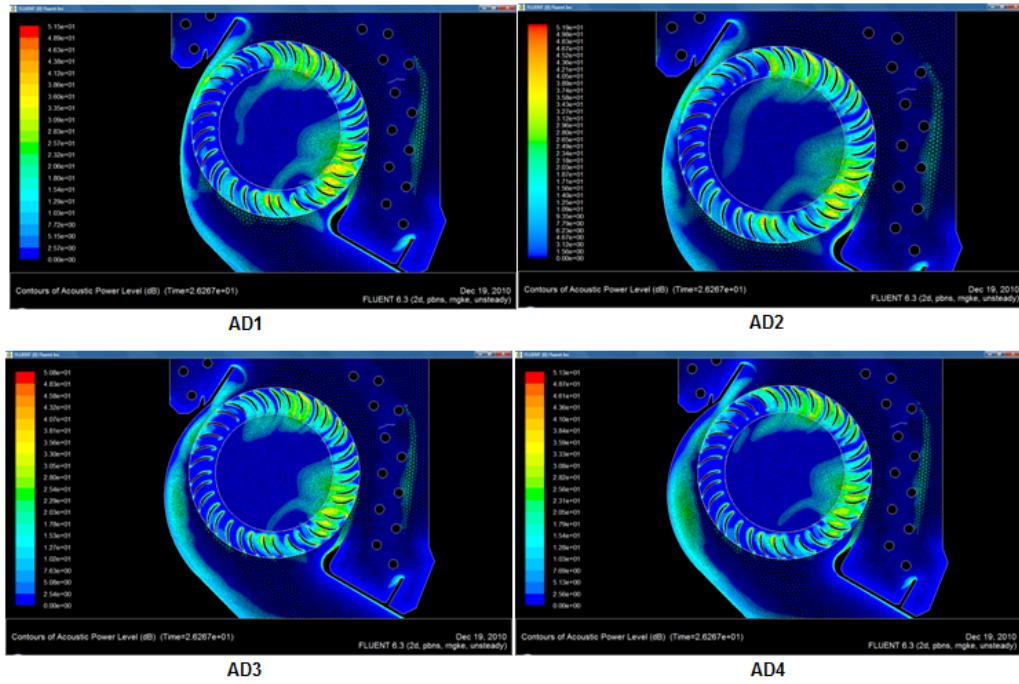
Çizelge 6.2 Arka duvar radyal genişliği ile ilgili yapılan analizlerin hava debisi ve ses seviyesi sonuçları

	Hava Debisi (m³/dk)	Ses Seviyesi (dBA)
AD1	7.075	58.24
AD2	6.942	55.83
AD3	6.688	53.65
AD4	6.256	53.74
RF	6.706	55.69



Şekil 6.7 Arka duvara yakın bölgedeki hız vektörleri

Hava hızlarının artmasıyla ünite içinde türbülans artmıştır. Bu nedenle akış kaynaklı genişbant ses seviyesindeki artış sebebiyle radyal duvar genişliği azaltıldıkça ses seviyesinde artış meydana gelmiştir. Şekil 6.8’ de fan kanatları ve arka duvar yüzeyinde oluşan akış kaynaklı genişbant ses dağılımı gösterilmiştir.

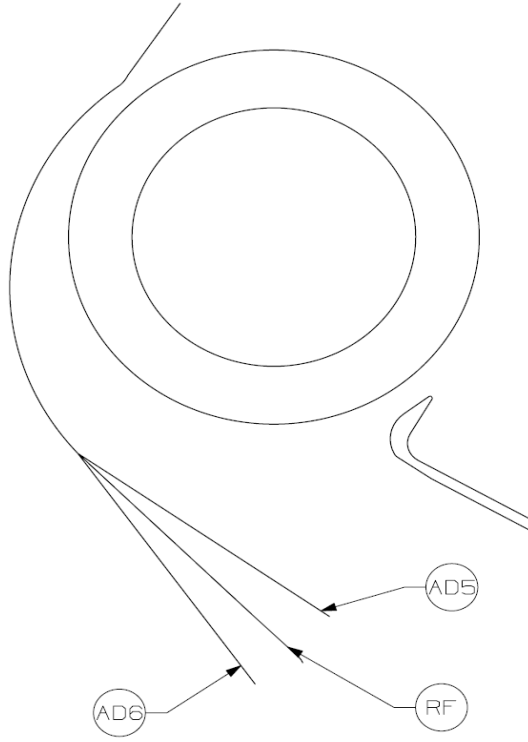


Şekil 6.8 Fan kanatların etrafında oluşan genişbant ses dağılımı

6.3.2 Arka Duvar Üfleme Ağız

Bu bölümde arka duvar yapısının son kısmı incelenmiştir. Çapraz akışlı fanın basma bölümünden çıkan şartlandırılmış hava bu bölümden geçerek ortama atılmaktadır. Dil sabit olarak tutulduğunda bu bölümün yatay ile yaptığı açılış iç ünitenin üfleme ağzının boyutlarını

değiştirmektedir. AD5 modelinde bu kısım mevcut duruma göre üfleme ağzını daraltacak şekilde içe doğru taşınmıştır. Bu nedenle üfleme ağzının açısı küçülmüş ve çıkış ağzının maksimum yüksekliği azalmıştır. AD6 modelinde ise arka duvar çıkış bölümü, üfleme ağzı genişleyecek şekilde oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller şematik olarak Şekil 6.9’ da gösterilmiştir.



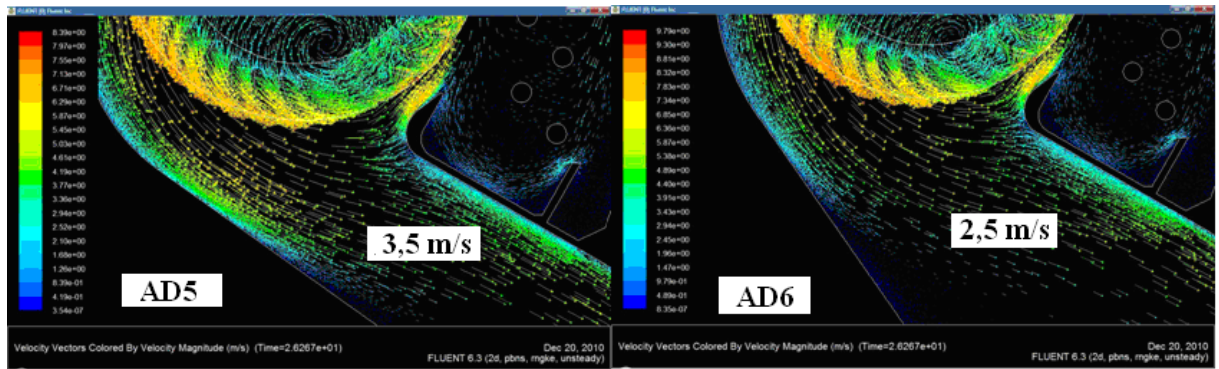
Şekil 6.9 Arka duvar üfleme ağzının değişimi

Arka duvar yapısının çıkış ağzının fanın yatay eksenine ile yaptığı açı küçültülerek iç ünitenin üfleme ağzı daraltılmıştır. Bu bölgede kesit daralması sebebiyle hava hızı artmıştır. Hava hızlarının artması bu bölgede direncin artmasına ve türbülansa neden olmuştur. Bu sebepten dolayı hava debisinde azalma meydana gelmiştir. Tam tersi durumda üfleme ağzının genişlemesi sebebiyle hava hızları azalmıştır. Direncin azalması da hava debisinde artışa neden olmaktadır. Oluşan hız dağılımı Şekil 6.10’ da gösterilmiştir. Üfleme ağzının daraltılması durumunda ortalama hız dağılımı 3,5 m/s, genişletilmesi durumunda ise 2,5 m/s olarak analiz sonuçların elde edilmiştir.

Arka duvarın çıkış bölümünün genişletilmesi sonucunda ses seviyesinde azalma ve hava debisinde yaklaşık %1 artış elde edilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen veriler Çizelge 6.3’ de gösterilmiştir.

Çizelge 6.3 Arka duvar üfleme ağzı ile ilgili yapılan analizlerin hava debisi ve ses seviyesi sonuçları

	Hava Debisi (m ³ /dk)	Ses Seviyesi (dBA)
AD5	5.551	58.72
AD6	6.766	55.13
RF	6.706	55.69

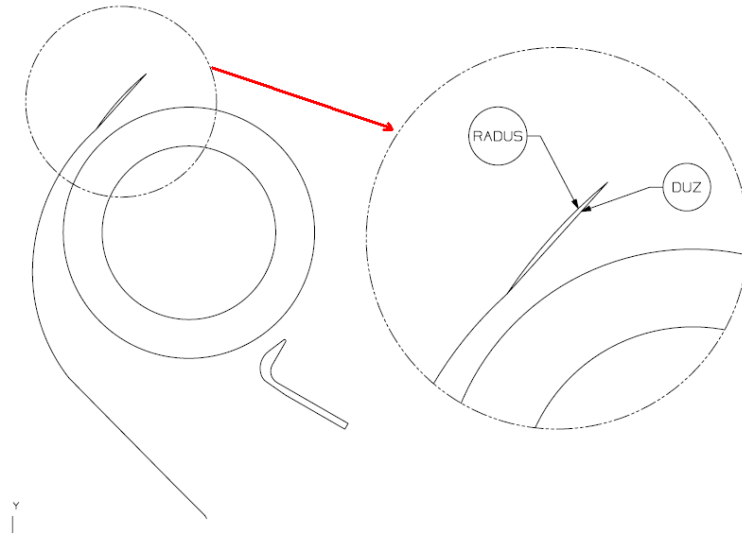


Şekil 6.10 İç ünite üfleme bölgesinde oluşan hız dağılımı

6.3.3 Arka Duvar Yönlendirme Kanadı

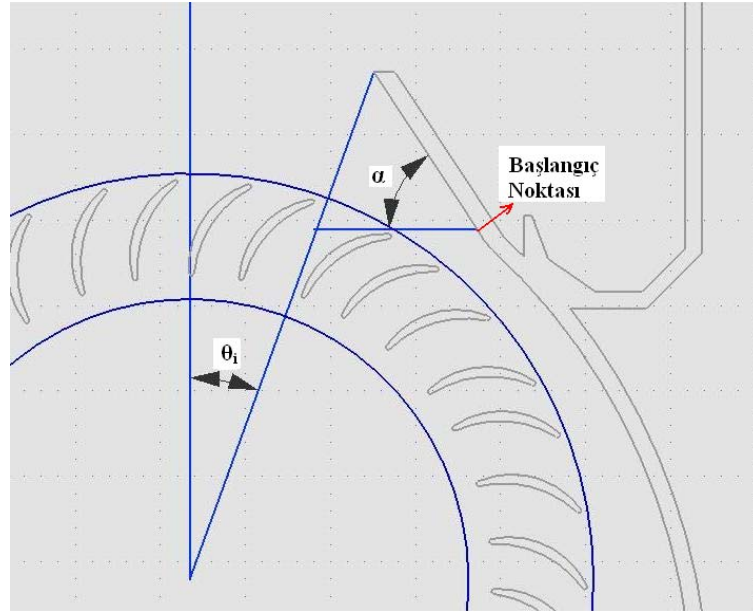
Arka duvar yapısında havanın ilk olarak karşılaştığı ve klima iç ünitesinde fanın emiş bölgesinde yer alan arka duvar yönlendirme kanadının geometrik formu ve konumu ses seviyesini ve hava debisini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle sayısal analiz çalışmalarında yönlendirme kanadı hem şekil bakımından hem de geometrik özellikleri bakımından incelenmiştir.

Analiz modelleri oluşturulurken öncelikli olarak iki form üzerinde durulmuştur. Bu iki form arka duvar yönlendirme kanadının fana bakan yüzeyine uygulanmıştır. Düz form ve radüslü form belirlendikten sonra yönlendirme kanadının diğer geometrik özellikleri irdelenmiştir.



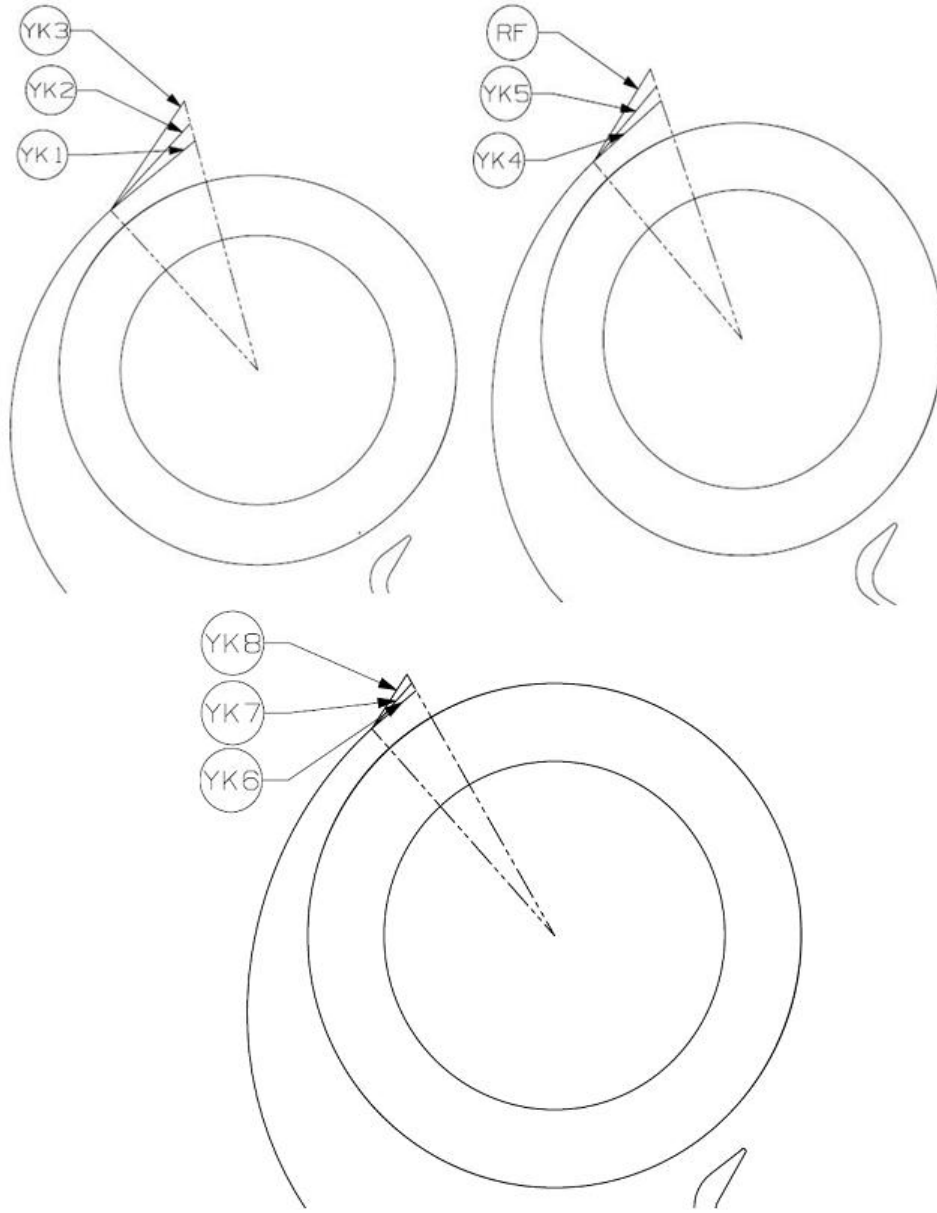
Şekil 6.11 Arka duvar yönlendirme kanadında incelenen formlar

Yönlendirme kanadının boyu ve fan ile arasında havanın geçiş yaptığı bölümün iç akışı önemli derecede etkilediği görülmüştür. Yönlendirme kanadının boyunun çok uzun yapılması durumunda eşanjörün bloke olması, çok kısa olması durumunda ise eşanjör üzerinden gelen havanın fana doğru iletiminin sağlanamaması gibi sorunlarla karşılaşmıştır. Bu nedenle yapılan analizlerde yönlendirme duvarını ifade edebilmek amacıyla iki açı tanımlanmıştır. Tanımlanan bu açılar Şekil 6.12’ de gösterilmiştir. Yönlendirme kanadının başlangıç noktası sabit olarak belirlenmiştir. θ_i açısı yönlendirme kanadının uzunluğunun belirlenmesinde kullanılmıştır. Fanın dikey eksenini ile yönlendirme kanadının uç noktasının fan merkezi ile birleştirilmesi sonucunda oluşacak eksen arasında kalan açı θ_i olarak belirtilmiştir. θ_i açısı ile yönlendirme kanadının boyu ters orantılı olarak değişmektedir. α açısı arka duvarın fan üzerine doğru olan eğimini ifade etmektedir. α açısı öncelikli olarak fan ve eşanjör tarafından sınırlandırılmıştır. Bu açının sıfıra yaklaşması durumunda fan ile arasındaki mesafe azalacak ve yönlendirme kanadının fana çarpması söz konusu olacaktır. 90° ’ye yaklaşması durumunda eşanjöre temas etmesi eşanjör önünde havanın geçişine engel olacaktır Bu nedenle α açısı 30° ile 60° arasında sınırlandırılmıştır.

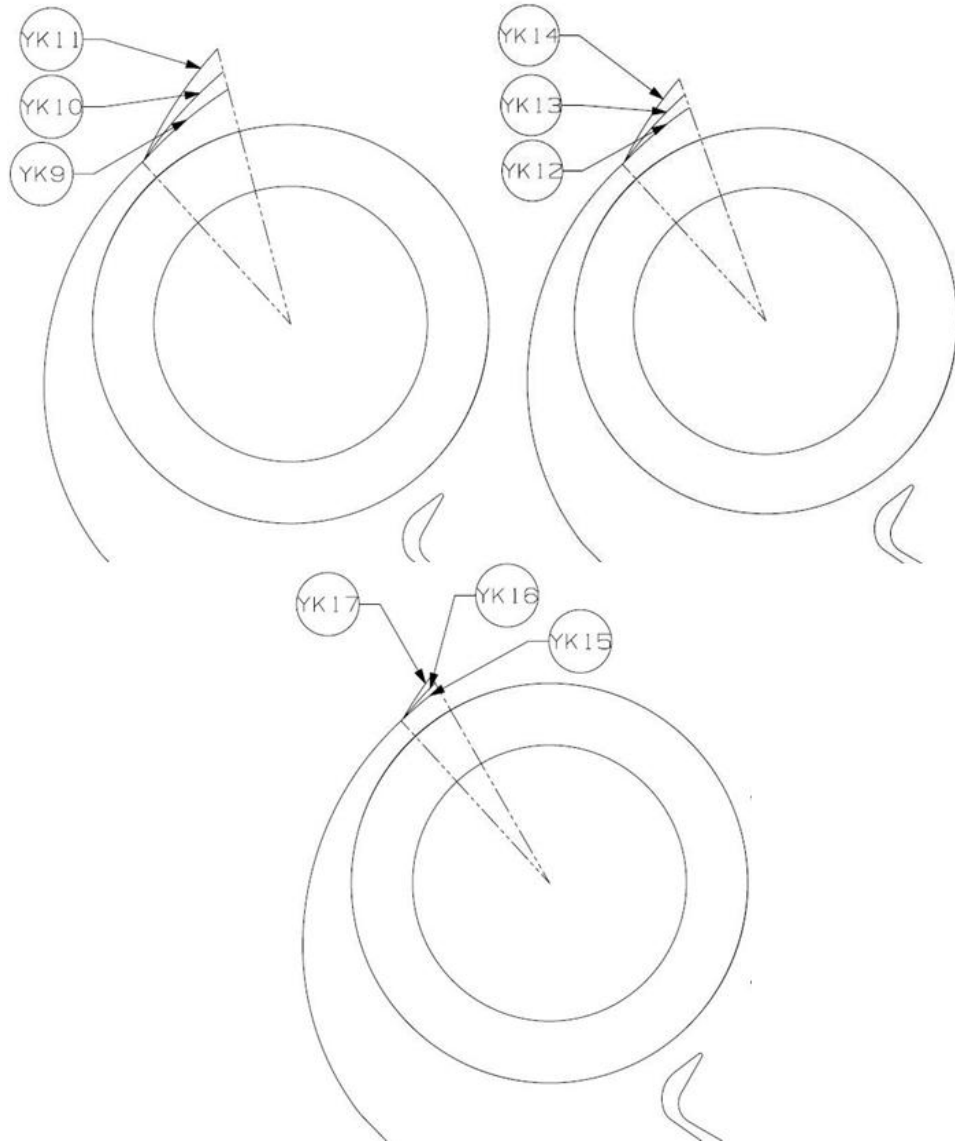


Şekil 6.12 Arka duvar yönlendirme kanadını geometrik olarak ifade eden θ_i ve α açıları

Yönlendirme kanadının boyu ve eğimi ile ilgili radüslü ve düz yüzeye sahip 9' ar adet model hazırlanmıştır. Düz yüzey formuna sahip modellerin çizimleri şematik olarak Şekil 6.13' de, radüslü yüzey formuna sahip modellerin çizimi ise Şekil 6.14' de gösterilmiştir. Herbir modele YK (Yönlendirme Kanadı) kısaltması ve bir numaradan oluşan kod tanımlanmıştır. RF kodu ile verilen yönlendirme kanadı geometrisi referans olarak alınan arka duvar yapısında bulunan yapının aynısı olarak verilmiştir. Özetle başlangıç noktaları sabit 3 farklı uzunlukta, 3 farklı eğimde ve 2 farklı yüzey formuna sahip toplamda 18 adet farklı yönlendirme kanadı üzerinde sayısal analizler yapılmıştır.



Şekil 6.13 Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı modelleri



Şekil 6.14 Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı modelleri

Sayısal analiz sonucunda düz forma ait yönlendirme kanadına ait ses seviyesi ve hava debisi değerleri Çizelge 6.4’ de verilmiştir. İlave olarak değiştirilen geometrik parametrelerin ses seviyesi veya hava debisi üzerinde mi daha etkin olduğunun rahatlıkla anlaşılması için analiz sonuçların hava debisine ve ses seviyesine göre sıralaması verilmiştir. Çizelge 6.5’ de maksimum hava debisinden başlayıp azalarak, Çizelge 6.6’ da ise minimum ses seviyesinden başlayıp artan sıralama gösterilmiştir.

Çizelge 6.4 Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadının analiz sonuçları

Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m ³ /dk)	Ses (dBA)
Düz	YK1	6.896	55.00
Düz	YK2	6.830	54.75
Düz	YK3	6.537	55.05
Düz	YK4	6.887	55.18
Düz	YK5	6.819	54.73
Düz	Orjinal	6.706	55.69
Düz	YK6	6.838	53.66
Düz	YK7	6.754	53.33
Düz	YK8	6.731	53.64

Çizelge 6.5 Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının yüksek hava debisinden düşük hava debisine doğru sıralanması

Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m ³ /dk)	Ses (dBA)
Düz	YK1	6.896	55.00
Düz	YK4	6.887	55.18
Düz	YK6	6.838	53.66
Düz	YK2	6.830	54.75
Düz	YK5	6.819	54.73
Düz	YK7	6.754	53.33
Düz	YK8	6.731	53.64
Düz	Orjinal	6.706	55.69
Düz	YK3	6.537	55.05

Çizelge 6.6 Düz yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının düşük ses seviyesinden yüksek ses seviyesine doğru sıralanması

Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m ³ /dk)	Ses (dBA)
Düz	YK7	6.754	53.33
Düz	YK8	6.731	53.64
Düz	YK6	6.838	53.66
Düz	YK5	6.819	54.73
Düz	YK2	6.830	54.75
Düz	YK1	6.896	55.00
Düz	YK3	6.537	55.05
Düz	YK4	6.887	55.18
Düz	Orjinal	6.706	55.69

Aynı çizelgeler radüslü forma sahip radyal duvar genişliği içinde hazırlanmıştır. Çizelge 6.7’ de genel analiz sonuçları verilmiştir. Çizelge 6.8’ de en yüksek hava debisine sahip modelden başlayarak en düşük hava debisine sahip modele doğru sıralama yapılmıştır. En düşük ses seviyesinden başlayıp en yüksek ses seviyesine doğru sonuçlar Çizelge 6.9’ da gösterilmiştir.

Çizelge 6.7 Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadının analiz sonuçları

Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m³/dk)	Ses (dBA)
Radüs	YK9	6.904	55.87
Radüs	YK10	6.724	55.06
Radüs	YK11	6.688	53.80
Radüs	YK12	6.929	56.00
Radüs	YK13	6.911	54.45
Radüs	YK14	6.852	54.75
Radüs	YK15	6.765	53.41
Radüs	YK16	6.754	52.99
Radüs	YK17	6.820	53.02

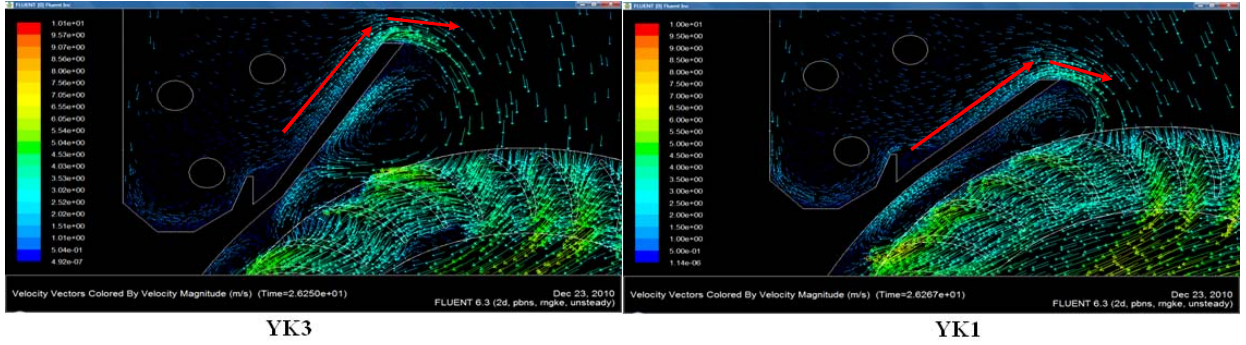
Çizelge 6.8 Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının yüksek hava debisinden düşük hava debisine doğru sıralanması

Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m³/dk)	Ses (dBA)
Radüs	YK12	6.929	56.00
Radüs	YK13	6.911	54.45
Radüs	YK9	6.904	55.87
Radüs	YK14	6.852	54.75
Radüs	YK17	6.820	53.02
Radüs	YK15	6.765	53.41
Radüs	YK16	6.754	52.99
Radüs	YK10	6.724	55.06
Radüs	YK11	6.688	53.80

Çizelge 6.9 Radüslü yüzey formuna sahip yönlendirme kanadı analiz sonuçlarının düşük ses seviyesinden yüksek ses seviyesine doğru sıralanması

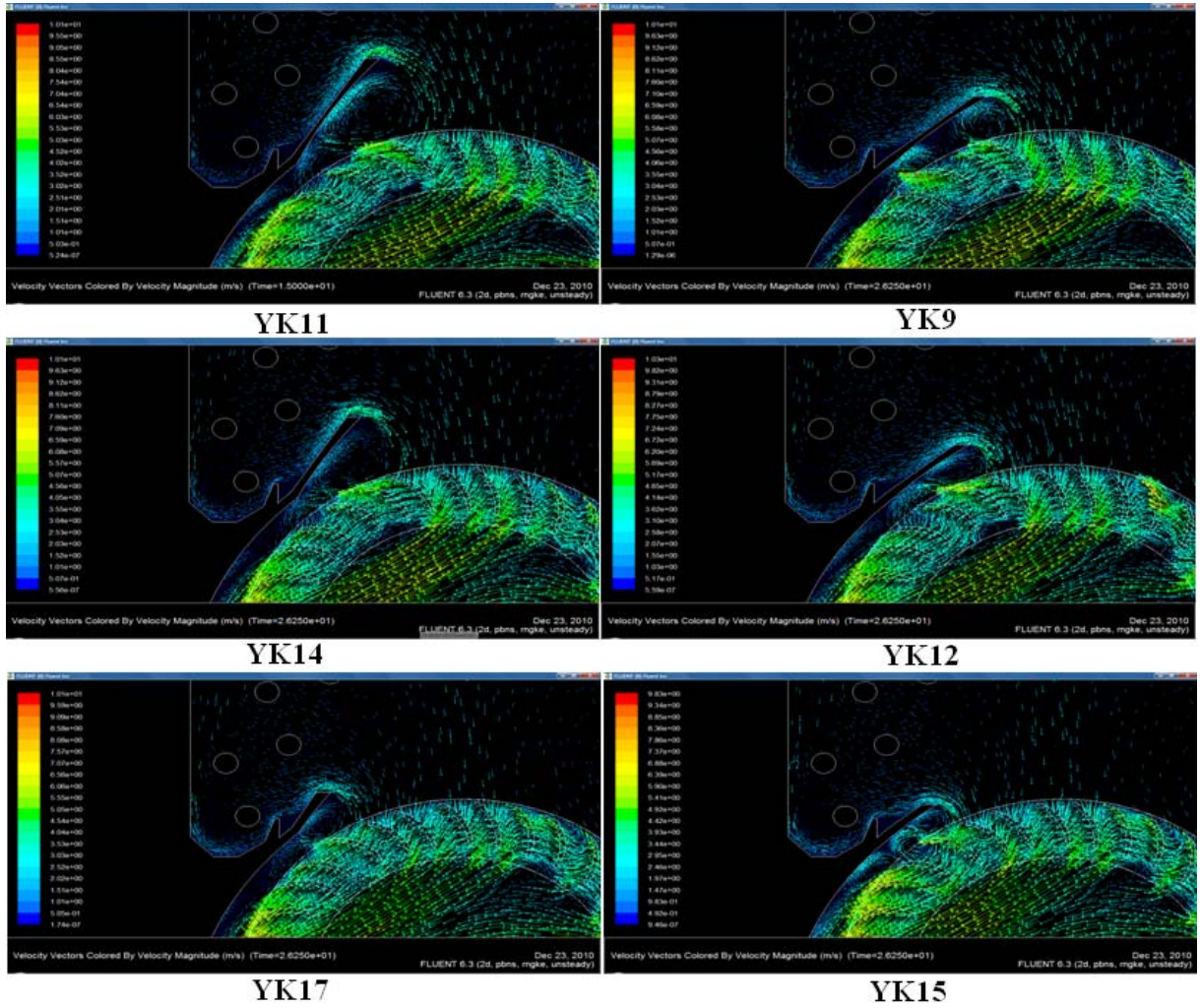
Yüzey Formu	Model Kodu	Debi (m ³ /dk)	Ses (dBA)
Radüs	YK16	6.754	52.99
Radüs	YK17	6.820	53.02
Radüs	YK15	6.765	53.41
Radüs	YK11	6.688	53.80
Radüs	YK13	6.911	54.45
Radüs	YK14	6.852	54.75
Radüs	YK10	6.724	55.06
Radüs	YK9	6.904	55.87
Radüs	YK12	6.929	56.00

Analiz sonuçlarına göre α açısının hava debisi üzerinde baskın parametre olduğu belirlenmiştir. Akış vektörleri incelendiğinde yönlendirme kanadının hava debisini etkilemesinde iki önemli neden belirlenmiştir. İlki Şekil 6.15’ da verilen akış vektörleri üzerinden gösterilmiştir. YK3 modelinde oklarla gösterilen ve yönlendirme kanadının arka tarafından gelen sol eşanjör üzerinden geçen hava akımı eşanjörün orta bölümünden gelen hava akışını etkilemektedir. Yönlendirme kanadının eşanjöre doğru eğiminin yüksek olması arka bölümden gelen havayı orta bölümden gelen havayla neredeyese karşı karşıya getirecek şekilde yönlendirmiştir. Bu eğim havanın tekrar fan içine emilmesini de zorlaştırmıştır. YK1 modelinde yönlendirme kanadının eğim açısı daha küçük olacak şekilde tasarlanmıştır. Arka bölümden gelen havanın fana yönlendirilmesi ve orta bölümden gelen hava ile karşılaşması biraz daha azaltılmıştır. İkinci neden olarak ise yönlendirme kanadı ve fan arasında kalan alanda oluşan girdap akışı fanın emiş bölgesinde bir bölümün kullanılmasını engellemiştir. Bu bölüme gelen hava akımı yönlendirme kanadı üzerinden yukarı doğru hareket etmektedir. Daha sonra eşanjörler üzerinden gelen hava ile arka duvar yönlendirme kanadının uç kısmında karşılaştıktan sonra tekrar fana doğru hareket etmektedir. Oluşan girdap fanın verimsiz olarak çalışmasına neden olmaktadır.



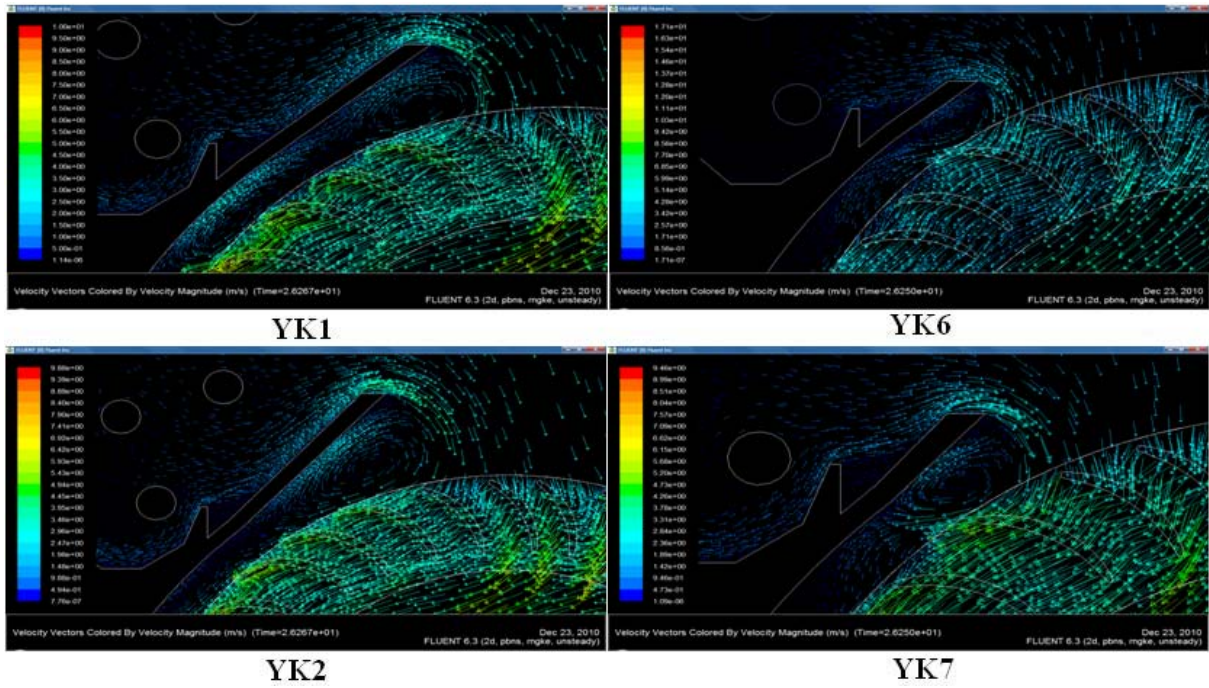
Şekil 6.15 Farklı eğimlerde yönlendirme kanatları etrafında akış vektörleri

Radüslü form verilen yönlendirme kanadı ile ilgili yapılan analiz sonuçlarında da benzer akış çizgileri gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır. Şekil 6.16' de farklı uzunluklarda yönlendirme kanatlarının farklı eğim açılarında elde edilen akış gösterilmiştir.



Şekil 6.16 Radüslü forma ait farklı yönlendirme kanatları bölgesinde oluşan akış vektörleri

θ_i açısının ise ses seviyesini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Yönlendirme kanadının boyunun küçültülmesi (θ_i açısının artırılması) durumunda ses seviyesinde düşme sağlanabilmektedir. Emilen havanın bu bölgede daha az direnç ile karşılaşması ve özellikle ısı değiştirici arka parçasından emilen havanın yol açtığı girdapların azalması nedeniyle ses seviyesinde azalma sağlanabilmektedir.

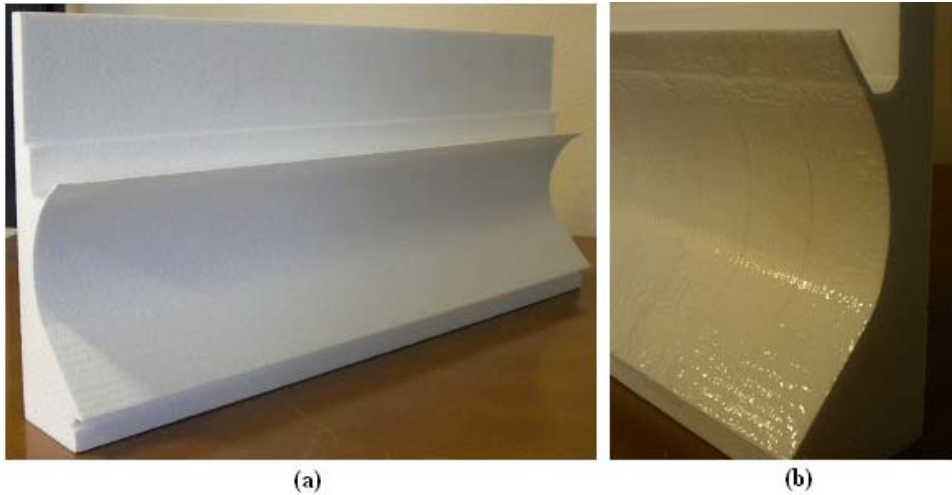


Şekil 6.17 Arka duvar yönlendirme kanadı uzunluğunun akışa etkisi

7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

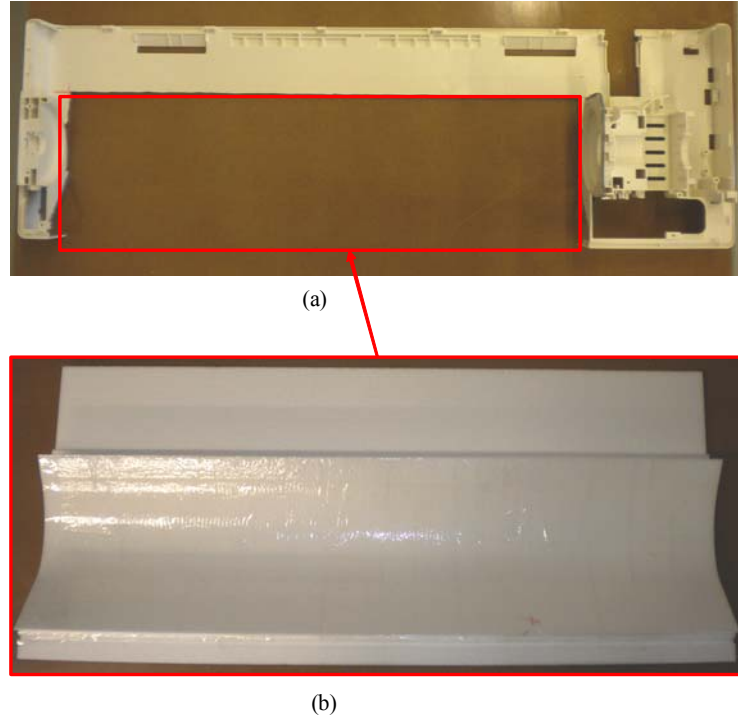
7.1 Prototipler ve Prototiplerin Deneye Hazırlanması

Sayısal analiz çalışmalarının sonucunda elde edilen bilgilerin doğruluğunu onaylamak amacıyla strafor malzemesinden prototipler yaptırılmıştır. Sayısal analiz modellerinde kullanılan geometrilerin çizimleri hazırlanarak strafor kesim tezgahında işlenmiştir. İşlem sonucunda elde edilen ham prototip Şekil 7.1 a’ da gösterilmiştir. Klima iç ünitelerinde bu bölüm genellikle HIPS malzemesinden yapılmaktadır. Yüzey kalitesi son derece pürüzsüz olarak imal edilmektedir. Fakat yoğun strafor kullanılmasına karşın straforun yapısından kaynaklandığı üzere HIPS’ deki yüzey kalitesi strafor da yakalanamamaktadır. Bunun için bazı ek önlemler alınmıştır. Akışın temas edeceği yüzeyler üzerine bant kaplanarak daha pürüzsüz bir yüzey elde edilmiştir (Şekil 7.1 b).



Şekil 7.1 a) Strafordan yaptırılan arka duvar prototipi b) Hava ile temas eden yüzeyin bantla kaplanmış hali

Prototipi yaptırılan kısım klima iç ünitesinde şase üzerinde yer almaktadır. Yaptırılan prototiplerin kolaylıkla denenebilmesi için şase üzerinden yaptırılan kısım kesilmiştir. Şekil 7.2 a’ da gösterilen şasenin geri kalan kısmında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Bu bölüm fan motorunun, fanın yatağının, dil, eşanjör ve ön gövdenin bağlanacağı yerleri içermektedir. Şekil 7.2 a’ da gösterilen boşluğa Şekil 7.2 b’ deki yüzeyi bantla kaplanmış strafor prototip yerleştirilerek kenarları hava kaçakları önlenecek şekilde silikon ile yapııştırılmıştır.



Şekil 7.2 a) Şasenin kesildikten sonra kullanılan kısmı b) Strafor prototipin yüzey kalitesi arttırıldıktan sonraki hali

Yapıştırma işlemi tamamlandıktan sonra klimanın diğer komponentlerini üzerinde barındıran şase oluşturulmuş olmaktadır. Şekil 7.3' de şase oluşturulduktan sonra diğer komponentlerin şase üzerinde yerleştirilmiş halleri gösterilmiştir.



Şekil 7.3 Fan, fan motoru, dil ve eşanjörün şase üzerine yerleştirilmiş hali

7.2 Klima İç Ünitesinin Fan Test Tüneline Bağlanması

Klima iç ünitesinin fan test tüneline bağlanması ile ilgili standartlarda kesin bir ifade yer almamakla birlikte literatürde farklı tip fan test tünellerinde iç ünitenin nasıl bağlandığı belirtilmiştir. You Li, Hua Ouyang, Jie Tian, Zhaohui Du ve Zhiming Zheng' in çalışmasında kanallı emiş, serbest üfleme tipi fan test tüneline iç ünitenin emişi direk olarak bağlanmıştır. Fakat prototiplerin test edildiği fan test tüneli serbest emiş, kanallı üfleme olarak tasarlanmıştır. Klimanın sahip olduğu üfleme ağzı sebebiyle klimanın üfleme ağzının direk olarak tünele yerleştirilmesi söz konusu olmamaktadır. Bu nedenle üfleme ağzına uygun boyutlarda akışı zorlamayacak ve türbülansa neden olmayacak şekilde bir difüzör ile iç ünite, fan test tüneline bağlanmıştır. Bu bağlantı Şekil 7.4' de gösterilmektedir.



Şekil 7.4 Klima iç ünitesinin fan test tüneline bağlanması

7.3 Verilerin Kaydedilmesi ve Hava Debisinin Hesaplanması

İç ünite bir bütün olarak montajlanıp tünele bağlandıktan sonra bir süre çalıştırılmaktadır. Böylece fan motoru ısınarak kararlı bir devirde dönüş sağlamaktadır. Deneylerde inverter fan motoru kullanılmıştır. Dışarıdan BLDC fan motor test jigi ile motor devri ayarlanmaktadır. Fan test tüneline iki adet mikromanometre bulunmaktadır. Bu iki manometreden alınan datalar klima kararlı akışa geçtikten sonra belli bir süre kaydedilmektedir. İlk manometreden basma basıncı ikinci manometreden de fark basıncına ait datalar kaydedilmektedir. Debi ölçümünde ilk manometrenin sıfıra eşit olması gerekmektedir. İlk manometrenin sıfırlandığı

durum için fark basıncını ölçmek doğru bir hava debisinin elde edilmesini sağlamaktadır. Fan test tüneline yardımcı fan kısmı otomatik olarak ayar yapamadığından ilk manometrenin sıfırlanması manuel olarak ayarlanmaktadır. Bu nedenle tam bir sıfırlamadan bahsetmek mümkün olmamaktadır fakat maksimum $\pm 0,2$ Pa aralığında tutularak fark basınç değerleri kaydedilmiştir. Daha sonra fark basıncının ortalaması alınmıştır. Ölçülen ortalama fark basınç değerleri nozzle üreticisinden alınan tabloya yerleştirilerek hava debisi hesaplanmaktadır. Hava debisi Denklem 7.1' e göre hesaplanmaktadır. ΔP fark basıncı manometreden alınan değerlerin ortalaması olarak tabloya girilmektedir. Tablo İngiliz birim sistemine göre hazırlandığı için fark basıncı inç su sütunu (H_2O) birim cinsinden yazılması gerekmektedir. Alınan hava debisi sonucu cfm (cubic per minute) birim cinsinden elde edilmektedir. Metrik birim sisteminin kullanılması nedeniyle alınan sonuçlar m^3/dk ' ya çevrilmiştir.

$$\dot{Q} = C \times Y \times A \times \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (7.1)$$

Deneylerde kullanılan çapraz akışlı fanın bazı özellikleri Çizelge 7.1' de verilmiştir.

Çizelge 7.1 Deneylerde kullanılan çapraz akışlı fanın verilen özellikleri

Z	Rastgele Dağıtılmış 35 kanat
D_2	95 mm.
D_1	65.6 mm.
L	678.5 mm.
C	12.2 mm.
e_v	5 mm.
e_R	6 mm.
β_1	28.4°
β_2	85°

7.4 Arka Duvar Geometrisinin Hava Debisi Üzerine Etkisi

Çapraz akışlı fanlarda hava akışının oluşması için arka duvar ve dilin öneminden daha önce bahsedilmiştir. Ayrıca bu iki elemanın geometrik yapısı fanın hava debisi ve ses gibi iki önemli performans kistasını direkt etkilemektedir. Arka duvar radyal genişliği ve arka duvarın

üfleme bölümünde sayısal analizleri yapılan modellerin yaptırılan prototipleri ile fan test tüneline debi ölçümü yapılmıştır.

7.4.1 Arka Duvar Kavis

Prototipi yaptırılan ürünlerin deneyleri 3 farklı operatör tarafından ölçülmüştür. Ölçüm değerleri Çizelge 7.2’ de verilmiştir.

Çizelge 7.2 Arka duvar kavisinin farklı radyal genişliklerde ölçülen hava debisi miktarları

	Operatör 1	Operatör 2	Operatör 3	Ortalama
AD1	7.367	7.366	7.368	7.367
AD2	7.176	7.174	7.174	7.175
RF	7.018	7.018	7.018	7.018
AD3	6.815	6.814	6.812	6.814
AD4	6.593	6.596	6.594	6.594

Deney sonuçlarına bakıldığında arka duvar kavis fana doğru yaklaştırıldığında hava debisi artmaktadır. Mevcut üründe kullanılan arka duvar kavis ile karşılaştırıldığında % 4,73 oranında hava debisi artışı meydana gelmiştir.

7.4.2 Arka Duvar Üfleme Ağız

Yapılan deneyler sonucunda Çizelge 7.3’ de verilen debi değerleri elde edilmiştir. Sonuçlar üfleme ağzının daralmasının debiyi olumsuz etkilediğini göstermektedir. Üfleme ağzının daralması hava hızını arttırmaktadır. Hava hızının artması sonucunda akışın karşılaştığı direnç artmaktadır. Bu nedenle debi de azalma meydana gelmektedir.

Çizelge 7.3 Arka duvar çıkış bölümünün değişiminin hava debisine etkisi

	Operatör 1	Operatör 2	Operatör 3	Ortalama
AD6	7.230	7.230	7.230	7.230
RF	7.018	7.018	7.018	7.018
AD5	5.918	5.918	5.923	5.920

8. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI VE DENEYSEL SONUÇLARIN BİRLİKTE DEĞERLENDİRİLMESİ

Sayısal analizlerin sonuçlarının doğruluğu yapılan deneysel çalışmalar ile irdelenmiştir. Yapılan analizlerde gerçek fiziksel şartların birebir aynısının bilgisayar ortamına taşınması amaçlanmıştır. Fakat sayısal analizlerin 2 boyutlu yapılması bile birçok detayın göz önüne alınmasını engellemiştir. Çapraz akışlı fanlarda hava akımı daha çok iki boyutlu gerçekleşmektedir. Klima iç ünitesinde eksenel doğrultuda fanın son kısımlarında yan duvarlar nedeniyle akış etkilenmektedir.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda sayısal analizlerin ne kadar hata ile yapıldığı belirlenmiştir. Bu sonuçlar sayısal analizlerin güvenilirliğini göstermiştir. Sayısal analizler ve deneysel sonuçlar arasındaki sapmanın fazla olması durumunda yapılan analizlerde kullanılan modelin bir kez daha irdelenmesi gerekirdi. Yapılan çalışmada analiz ve deneysel çalışma arasındaki fark çok düşük değerler olarak belirlenmiştir. Bu hata oranının bilinmesi daha sonraki çalışmalarda sayısal analiz sonuçlarının daha doğru irdelenmesini sağlayacaktır. Yapılan deneyler esnasında hava debisinin ölçülmesi haricinde PIV (Partical Image Velocimetry) ile klima iç ünitesi içindeki hava hızı dağılımının ölçülmesi oluşan akış karakteristiğinin doğrulanmasında yardımcı olacaktır.

Yapılan analizler ANSI/AMCA 210-07 standartına göre kurulan fan test tüneline ölçülen hava debisi sonuçlarına göre karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda elde edilen debi değerleri ve sayısal analiz sonucunda Fluent programında hesaplanan debi değeri ile deneysel ölçüm ile elde edilen debi değerlerinin arasındaki hata oranı hesaplanmıştır. Hata oranı Denklem 8.1' e göre hesaplanmıştır.

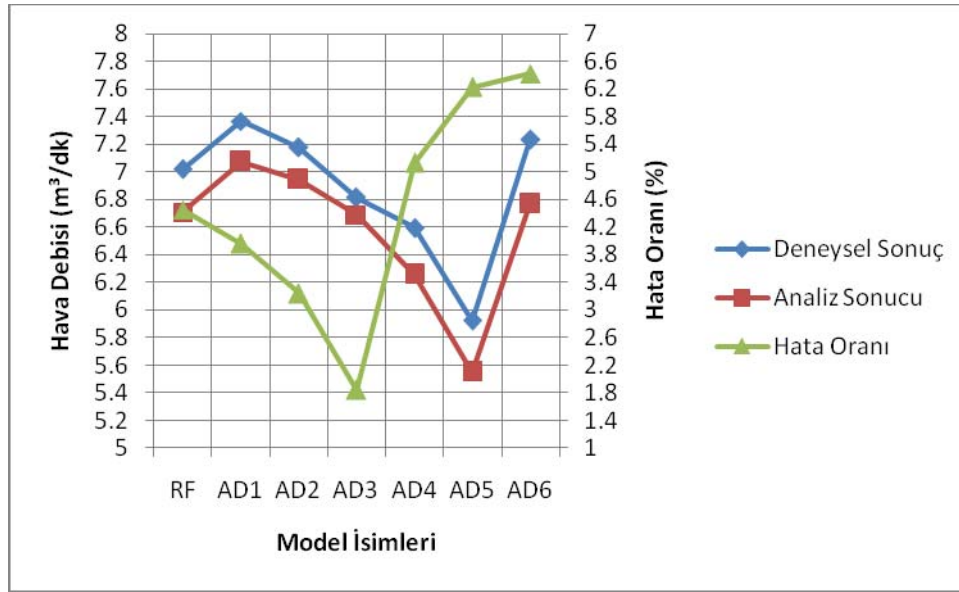
$$Hata\ Oranı(\%) = \frac{(Deneyisel\ Sonuç - Analiz\ Sonucu)}{Deneyisel\ Sonuç} \times 100$$

Hesaplanan hatalar Çizege 8.1' de verilmiştir. En yüksek hata oranı AD6 modelinde %6,42, en düşük hata oranı ise AD3 modelinde %1,84 olarak hesaplanmıştır. Ortalama hata oranı yaklaşık %5 i geçmemiştir. Analizlerin 2 boyutlu olması, mesh kalitesi ve sayısal analizin çözüm süresi sonuçları etkileyen parametrelerin başında gelmektedir.

Çizelge 8.1 Sayısal analiz ve deneysel ölçüm sonuçları arasındaki hata oranları

	Deneysel Sonuç (m³/dk)	Analiz Sonucu (m³/dk)	Hata Oranı (%)
RF	7.018	6.706	4.45
AD1	7.367	7.075	3.96
AD2	7.175	6.942	3.24
AD3	6.814	6.688	1.84
AD4	6.594	6.256	5.13
AD5	5.920	5.551	6.23
AD6	7.230	6.766	6.42

Şekil 8.1' de hata oranının değişimi grafikte verilmiştir. Hata oranı yüzdesi %2-6,5 aralığında değiştiği grafikte gösterilmiştir.



Şekil 8.1 Sayısal analiz ve deneysel çalışma sonuçlarının arasında oluşan hata oranı

9. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında genel olarak çapraz akışlı fanlarda arka duvar yapısının akışa etkisi ve sonucunda hava debisi ve iç ünitelerinde aerodinamik kaynaklı ses oluşum noktalarının belirlenmesi konusunda çalışmalar yapılmıştır. Yapılan literatür ve patent araştırmaları ile çapraz akışlı fanlarda hava debisi ve ses gücü düzeyi gibi önemli performans kriterlerini etkileyen geometrik parametreler ortaya konmuştur. RF numarası ile verilen referans arka duvar geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerin debi ve ses gücü düzeyine etkisi hem sayısal analiz yazılımları hem de deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan değişiklikler sonucunda esas olarak hava debisini arttırmaya yönelik geometriler ortaya konmuştur.

Yapılan incelemeler sonucunda arka duvarın geometrik yapısının çapraz akışlı fanlarda hava debisini etkileyen elemanların başında geldiği belirlenmiştir. Fanın emiş bölgesinde eşanjör üzerinden geçen hava ilk olarak arka duvar yönlendirme kanadı ile karşılaşmaktadır. Hava yönlendirme kanadı tarafından fana doğru yönlendirilmektedir. Bu nedenle arka duvar yönlendirme kanadının boyu ve eğimi ön plana çıkan geometrik ifadeler olarak belirlenmiştir. Arka duvar kavisi fanın basma bölümünden başlayarak fandan çıkan havayı toplayarak çıkışa doğru yönlendirmektedir. Bu bölümün fan ile arasındaki mesafe hız ve basınç dağılımı açısından son derece önemlidir. Son olarak arka duvarın üfleme bölümü havanın daha az direnç ile karşılaşarak rahatlıkla ünite dışına atılması için son derece önemlidir.

Arka duvar üç bölüme ayrılarak incelenmiştir. Oluşturulan farklı geometrik yapılarla iç ünite içinde oluşan hava akımı incelenmiştir. Yapılan deneylerle sayısal analizlerde elde edilen sonuçların doğruluğu irdelenmiştir.

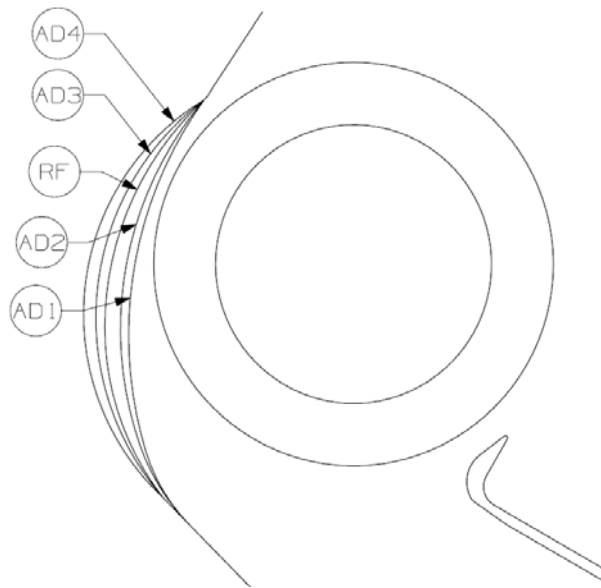
Çapraz akışlı fanlarda ses oluşumu iki grupta incelenebilmektedir. İlki ve en önemli paya sahip olanı kanat geçiş frekansıdır “blade passing frequency” (BPF). Periyodik basınç dalgalanmalarından ve kanatların etrafındaki yüzeyler ile etkileşiminden ve hava akış hızından dolayı oluşmaktadır. İkincisi genişbant ses bileşenidir ve kanatların dönmesi tarafından tetiklenen periyodik dalgalanmaların türbülans ve hava akışına sebep olması nedeniyle oluşmaktadır. Fan sesinin azaltılmasında en önemli etken BPF bileşeninin azaltılmasıdır. Yapılan çalışmada arka duvar geometrisinin ve arka duvar ile fan kanatları arasındaki mesafenin ses seviyesini azaltmada etken olduğu belirlenmiştir.

Analiz çalışmalarında kullanılan “Fluent” hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımı ile elde edilen sonuçlar hava akışı ve sağlanan debi değerleri için yapılan deney sonuçlarına

oldukça yakın sonuç vermiştir. (%5 maksimum farklılık). Ses kıyaslamaları ise birebir aynı sonuçları vermese farklı geometrilerin kendi arasında karşılaştırılması için kullanılması uygun görülmüştür. Deneysel sonuçlar ve sayısal analiz sonuçları arasındaki fark “Fluent” CFD analizlerinin çapraz akışlı fan ve klima iç ünitesi içerisindeki hava akışının çözülmesinde rahatlıkla kullanılabileceğini göstermektedir.

Bu çalışmada klima iç ünitesinde kullanılan çapraz akışlı fanlarda arka duvar yapısının akışa etkisi ve sonucunda hava debisi ile ses seviyesi üzerinde nasıl bir etki yaptığı sayısal analizler ve deneysel ölçümlerle incelenmiştir. Yapılan literatür ve patent incelemelerinde çapraz akışlı fanlarda akış özellikleri belirlenmiş, akışı etkileyen geometrik parametreler ortaya konmuştur. Daha sonra ünite içindeki akışı düzenli hale getirerek ses seviyesini azaltan, hava debisini arttıran geometrilerin özellikleri ortaya konmuştur.

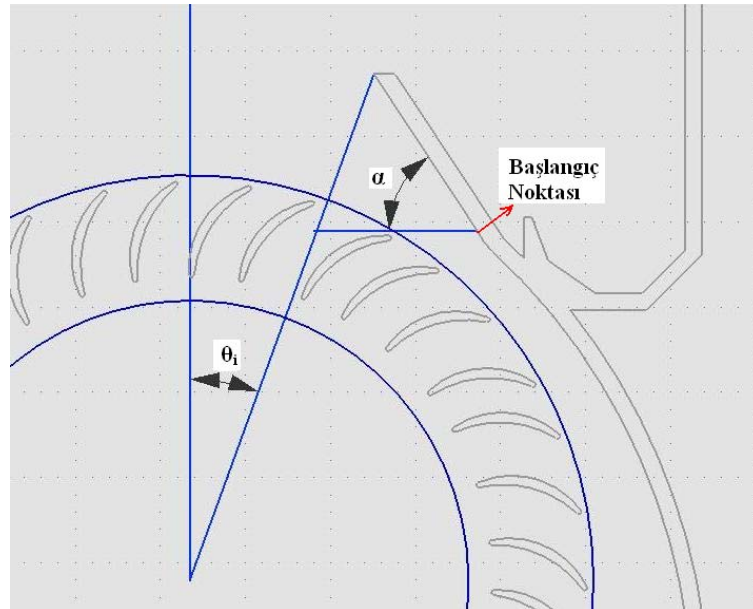
Arka duvar kavisinde radyal genişliğin önemi yapılan analizlerde belirlenmiştir. Arka duvar ve fan arasındaki bölgede basınç farklarından oluşan geniş girdap akışların azaltılmasında radyal genişliğin küçültülmesinin etkisi görülmüştür. Fakat arka duvarın fana belli bir mesafeden sonra yaklaştırılması hem üretimsel sıkıntılar yaratacağından hem de arka duvar yüzeyi ile fan kanatları arasında oluşan etkileşimden doğan BPF sesini arttıracığından optimum mesafe olarak radyal genişlik mesafeleri belirlenmiştir. Bu nedenle Şekil 9.1’ de gösterilen 5 farklı geometrinin sayısal analiz ve deneysel sonuçları AD2 yapısının hem debi hemde ses gücü seviyesi birlikte irdelendiğinde daha iyi sonuçlar verdiği belirlenmiştir.



Şekil 9.1 Arka duvar radyal genişliğinin hava akışına etkisi

Arka duvarın son bölümü olan üfleme kısmının fanın yatay eksenine ile yaptığı açının değiştirilmesinin iç ünitenin hava çıkış ağzındaki hız dağılımını değiştirdiği gözlenmiştir. Arka duvar yapısının çıkış ağzının fanın yatay eksenine ile yaptığı açı küçültülerek iç ünitenin üfleme ağzı daraltılmıştır. Bu bölgede kesit daralması direncin artmasına ve hava hızı gradyanlarının artması ise türbülansa neden olmuştur. Bu sebepten dolayı hava debisinde önemli derecede yaklaşık %17 civarında azalma meydana gelmiştir. Ses seviyesi ise önemli ölçüde artmıştır. Tam tersi durumda, üfleme ağzının genişlemesi bu bölgedeki akışa karşı direnci azaltmış ve hava debisinde az da olsa artışa neden olmuştur. Açının artırılması ile hava hızları azalmıştır. Azalan hava hızları nedeniyle çıkış ağzındaki dirençlerin azalması yaşanan basınç kayıplarını azaltmıştır. Böylece hava debisinde artış sağlanmıştır. AD6 modelinin deneysel sonuçlarında hava debisinde yaklaşık %3 artış sağlanmıştır.

Arka duvar yönlendirme kanadının eğimi ve uzunluğunun klima iç ünitesinde ses düzeyinde ve hava debisinde büyük değişime neden olduğu belirlenmiştir. Arka duvar yönlendirme kanadının yapısını ifade etmek amacıyla iki farklı açı değeri tanımlanmıştır. α açısı ile arka duvar yönlendirme kanadının eğimi ifade edilmiştir. θ_1 açısı ise arka duvar yönlendirme kanadının uzunluğunu belirlemiştir. Yönlendirme kanadının başladığı nokta sabit tutulmuştur.



Şekil 9.2 Arka duvar yönlendirme kanadının yapısı

Analiz sonuçlarına göre α açısının hava debisi üzerinde baskın parametre olduğu görülmüştür.

Yönlendirme kanadının fana doğru eğilmesi ile girdap akışının azaltılması hava debisini arttırmıştır. Ayrıca yönlendirme kanadının eğiminin azaltılması ile sol eşanjörün alt kısmından geçip yönlendirme kanadının arka yüzeyinden gelen havanın tekrar fan içine kolay yönlendirilmesi de hava debisi artışı sağlamıştır. α açısının 40° - 45° aralığında olması durumunda hava debisinde optimum sonuçlar elde edilmiştir. Analiz sonuçlarında %9,5 hava debisi artışı sağlanmıştır.

θ_i açısının ise ses seviyesini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Yönlendirme kanadının boyunun küçültülmesi durumunda ses seviyesinde düşme sağlanabilmiştir. Bu bölgede oluşan direncin azaltılması ses seviyesinde azalmayı beraberinde getirmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde ses seviyesi için optimum θ_i açısının 25° - 30° aralığında olduğu belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

Arçelik-LG Ses Odası Deney Talimatı

Askari, S. ve Shojaeefard, M. H., (2009), “Shape optimization of the airfoil comprising a cross flow fan” Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal (81/5): 407–415

Çağsal, O. ve Özdemir, O. , (2009), “Split Klima Eksenel ve Çapraz Akışlı Fan Tasarım Raporu” Arçelik-LG Ar-Ge Araştırma Raporu AR004, İstanbul.

Çağsal, O. ve Özdemir, O. , (2009), “Eksenel ve Çapraz Akışlı Fanlarla İlgili Patent ve Literatür Raporu” Arçelik-LG Ar-Ge Araştırma Raporu AR005, İstanbul.

Dang, T. Q. ve Bushnell, P. R. , (2009), “Aerodynamics of cross-flow fans and their application to aircraft propulsion and flow control” Progress in Aerospace Sciences

Eğitim Notları, (2008), “Advanced FLUENT Training v6.3 Rotating Machinery”

JP 11182884 (A) Indoor Unit For Air Conditioner

JP 2001263286 (A) Cross Flow Air Blower And Air Conditioner

JP 2002276981 (A) Indoor Unit and Air Conditioner

Kim, T. A., Kim, D. W., Park, S. K. Ve Kim, Y. J. , (2008), “Performance of a cross-flow fan with various shapes of a rear guider and an exit duct” Journal of Mechanical Science and Technology (22): 1876-1882

Küçükçoşkun, K. ve Gizli, D. , (2007), “ Aero-dynamical Analysis of a Radial Fan with Large Eddy Simulation” Engineering Projects In Aero-Dynamics

Lazzaretto, A. , (2003), “A Criterion to Define Cross-Flow Fan Design Parameters”, Journal of Fluids Engineering, (125)

Li, Y., Ouyang, H., Tian, J., Du, Z. ve Zheng, Z. , (2010), “Experimental and Numerical Studies on the Discrete Noise About the Cross-Flow Fan with Block-Shifted Impellers” Applied Acoustics

Moon, Y. J., Cho, Y. ve Nam, H. S. , (2003), “Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans” Computers & Fluids

Seo, H. S., Kim, J. B. ve Kim, Y. J. , (2009), “The effect of blade angle on the flow and pressure distributions in the vicinity of the diffuser blades of a room air conditioner” Journal of Mechanical Science and Technology (23): 1840-1845

Shih, Y. C., Hou, H. C. ve Chiang, H. , (2008), “On Similitude of the Cross Flow Fan in a Split-Type Air-Conditioner” Applied Thermal Engineering (28): 1853–1864

US 2009104032 (A1) Air Conditioner

US 4836743 (A) Cross Flow Fan

US 6086324 (A) Cross Flow Fan

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 29.07.1986

Doğum yeri Samsun

Lise 2000-2004 Sakıp Sabancı Anadolu Lisesi

Lisans 2004-2008 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2011 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

2008-2009 Elmaksan Mekanik Tes. San.Tic. Ltd. Şti.
Proje Mühendisi

2009-Devam ediyor Arçelik-LG Klima Sanayi ve Ticaret A.Ş.
Asistan Proje Mühendisi