

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR HAVA ÇOĞALTILICI FANIN TİTREŞİM VE
GÜRÜLTÜ KARAKTERİSTİĞİNİN SAYISAL
ARAŞTIRMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Firdevs YEDEKÇİOĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Zekeriya PARLAK

Ağustos 2020

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Firdevs YEDEKÇİOĞLU

11.08.2020

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitiminin boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Zekeriya PARLAK'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Airfoil	1
1.2. Fanlar	2
1.2.1. Kütlenin korunumu – Süreklilik denklemi	3
1.2.2. Momentum korunumu	3
1.2.3. Bernoulli denklemi	4
1.3. Fanlarda Gürültü	4
1.4. Fanlarda Titreşim	7
1.5. Hava Çoğaltıcı Fanlar	8
1.6. Tezin Amacı	11
1.7. Literatür Taraması	11
BÖLÜM 2.	
AKUSTİK ANALOJİ	13
2.1. Ses	13
2.2. Lighthill's Akustik Model	14

2.3. Ffowcs Williams-Hawkings	16
2.4. Sesin Yoğunluğu	17

BÖLÜM 3.

HAVA ÇOĞALTICI FAN TASARIMI VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZİ	19
3.1. Geometrinin Oluşturulması	19
3.2. Modelin Ağ Yapısı	21
3.3. Optimizasyon ve Sonuçları	23
3.3.1. Ses basınç seviyesinin k- ω metodu ile hesaplanması	46
3.3.2. Ses basınç seviyesinin LES metodu ile hesaplanması	53

BÖLÜM 4.

TARTIŞMA VE SONUÇ	58
KAYNAKLAR	60
ÖZGEÇMİŞ	62

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan (m^2)
a	: İvme (m/sn^2)
CFD	: Computational fluid Dynamics
F	: Kuvvet (N)
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
g	: Yerçekim ivmesi (m/sn^2)
\vec{G}	: Vektörün diverjansı
I	: Ses yoğunluğu
l_j	: Yön vektörü
m	: Kütle (kg)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/sn)
M	: Mach sayısı
P	: Basınç (Pa)
p_{ij}	: Stres tensörü
SPL	: Sound pressure level (dB)
t	: Zaman (sn)
T_{ij}	: Ses yayılımı
u	: Hız vektörü
V	: Hız (m/s)
x	: Akustik gözlem noktası
y	: Sesin üretildiği yerdeki akış noktası (m)
ε	: Türbülans kinetik enerji kayıp oranı
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
λ	: Isı iletim katsayısı
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)

σ_{ij} : Viskoza stres tenzörü

δ_{ij} : Kronocker delta



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Airfoil kanat kesitene gelen kuvvetler	3
Şekil 1.2. Fan tiplerine göre akustik özellikler	6
Şekil 1.3. Dyson hava çoğaltıcı fan	8
Şekil 1.4. Dyson hava çoğaltıcı fan	9
Şekil 1.5. Hava çoğaltıcı fana hava girişi	10
Şekil 1.6. Hava çoğaltıcı fandan hava çıkışı	10
Şekil 1.7. Hava çoğaltıcı fan hava akışı	11
Şekil 3.1. NACA 0012	19
Şekil 3.2. Modelin geometrisi	19
Şekil 3.3. Parametreler	20
Şekil 3.4. Sınır tabakası	21
Şekil 3.5. Sınır tabakası	22
Şekil 3.6. Optimizasyon şeması	25
Şekil 3.7. Geometri A, B ve C bölgeleri gösterimi	26
Şekil 3.8. Hücüm açısının debi oranına etkisi	27
Şekil 3.9. Aralık parametresinin debi oranına etkisi	27
Şekil 3.10. Genişliğin debi oranına etkisi	28
Şekil 3.11. Kuyruk açısının debi oranına etkisi	28
Şekil 3.12. Kuyruk uzunluğunun debi oranına etkisi	29
Şekil 3.13. Uzunluğun debi oranına etkisi	30
Şekil 3.14. Çapın debi oranına etkisi	30
Şekil 3.15. Hücüm açısının ses basınç seviyesine etkisi	31
Şekil 3.16. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	31
Şekil 3.17. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	32
Şekil 3.18. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	33

Şekil 3.19. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	33
Şekil 3.20. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	34
Şekil 3.21. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	35
Şekil 3.22. Hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	35
Şekil 3.23. Hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	36
Şekil 3.24. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	37
Şekil 3.25. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	37
Şekil 3.26. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	38
Şekil 3.27. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	39
Şekil 3.28. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	39
Şekil 3.29. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	40
Şekil 3.30. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	41
Şekil 3.31. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	41
Şekil 3.32. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	42
Şekil 3.33. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	43
Şekil 3.34. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	44
Şekil 3.35. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi	44
Şekil 3.36. Hava çoğaltıcı fan xyz düzlem gösterimi	47
Şekil 3.37. yz düzlemi, x=210 mm gösterimi	48
Şekil 3.38. yz yüzeyindeki basınç dağılımı	48
Şekil 3.39. 1.nokta, 2.nokta ve 3.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu	49
Şekil 3.40. 4.nokta ve 5.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu	50
Şekil 3.41. 6.nokta, 7.nokta, 8.nokta ve 9.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu	50
Şekil 3.42. 1.nokta, 2.nokta ve 3.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	51
Şekil 3.43. 4.nokta, 5.nokta ve 6.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	51
Şekil 3.44. 7.nokta, 8.nokta ve 9.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	52
Şekil 3.45. Hız dağılımı	53
Şekil 3.46. 1.nokta, 2.nokta ve 3.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	54
Şekil 3.47. 4.nokta, 5.nokta ve 6.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	55
Şekil 3.48. 7.nokta, 8.nokta ve 9.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi.	55
Şekil 4.1. Dyson şirketi gürültü seviyesi	59

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Parametre değerleri	21
Tablo 3.2. Sayısal ağ değerleri	23
Tablo 3.3. Hesaplama sonucu beklenen değerler	24
Tablo 3.4. Başlangıç değerleri.....	24
Tablo 3.5. Optimizasyon için belirlenen alt ve st değerler	25
Tablo 3.6. Optimizasyon sonucuna göre en yüksek debi oranını veren geometri parametre değerleri	45
Tablo 3.7. Optimizasyon sonucuna göre en yüksek debi oranını ve en az gürültü yapan geometri parametre değerleri	46
Tablo 3.8. Mikrofon noktaları	49

ÖZET

Anahtar kelimeler: Hava çoğaltıcı fan, NACA 0012, gürültü, akustik, titreşim, HAD

Günlük hayatımızda kullanmakta olduğumuz kanat yapısına sahip pervanelere alternatif olarak tasarlanan kanatsız hava çoğaltıcılar hem verim hem de daha az gürültü yaptığı için daha konforlu bir kullanım nedeniyle sağladığı avantajlarla önemli bir hale gelmiştir. Bu çalışmada hava çoğaltıcı fan profil kesitinin oluşturulması için NACA 0012 airfoil kullanılmıştır. Tasarımı yapılan geometri yedi farklı parametreye göre optimize edilmiştir. Bu parametreler; hucüm açısı, genişlik, boy, aralık, iç ve dış çaplar ve kuyruk uzunlukları olarak belirlenmişlerdir. Maksimum debiyiyi veren geometri seçilerek akustik analiz yapılmış ve havanın hareketinden kaynaklı oluşan doğal gürültü incelenmiştir.

NUMERICAL INVESTIGATION OF VIBRATION AND NOISE CHARACTERISTIC OF THE AIR MULTIPLIER FAN

SUMMARY

Keywords: Air multiplier fan, NACA 0012, noise, vibration, acoustic, CFD

Design as an alternative to fan with wing structure that we use in our daily lives. In this study, the effects of drying methods on antioxidant and antimicrobial activities of grape seed extracts of wingless air multiplier have become important with their advantages due to a more comfortable usage since they make both efficiency and less noise. In this study, NACA 0012 airfoil was used to create the air multiplier fan profile cross section. The designed geometry has been optimized according to seven different parameters. These parameters are; attack angle, width, length, range, internal and external diameters and tail lengths. The acoustic analysis was performed by selecting the geometry that gives maximum flow rate and natural noise caused by the movement of the air was examined.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Fanlar, havanın hızını, konumu ve basıncını değitiren basit makinalardır. Fanlar kullanım amacına göre farklı şekillerde kullanılmaktadır. Ev ve ofislerde havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarının yanı sıra sanayide çalışma ortamındaki havadaki toz vb. zerrecikleri toplayıp filtrelemek, araçlarda motorlarda fazla ısınmayı önleyerek verimli şekilde çalışmasını sağlamak için kullanılmaktadır [1]. Fanlar, aksenel, radyal, çapraz ve karışık akışlı olmak üzere dört çeşittir. Radyal fanlar havayı dönme yönüne dik, aksenel fanlar ise dönme eksenine paralel olarak hava akış yönünü değiştirmeden havanın akışını sağlar. Çapraz akışlı fanlarda havanın kanatlar üzerinden, emiş ağızına göre yaklaşık 45° açı yaparak hareket ettiği fanlardır. Karışık akışlı fanlarda hava fana aksenel şekilde girer ve 30° ile 80° arasında değişen farklı açılarda yönlendirilerek hem aksenel hem de radyal hız bileşenine sahip şekilde çıkar.

2009 yılında İngiliz firması Dyson tarafından kullanımı kolay, güvenilir ve taşıdığı hava miktarı diğer fanlara göre daha fazla olan alternatif bir fan geliştirmiştir. Dyson tarafından üretilen yeni tip hava çoğaltıcı fan korumanın içerisinde de karışık akışa sahip bir fan kullanılmıştır.

1.1. Airfoil

Uçak kanadı ve motor soğutma fanı gibi yapılarda en uygun değerlerde çalışan ve ideal hava akışını sağlayan airfoil kanatlar kullanılmaktadır. Hava çoğaltıcı fanlarda da hava akışının sürekli ve girdapların minimum seviyede olabilmesi için NACA 0012 airfoil kanadı kullanılmıştır.

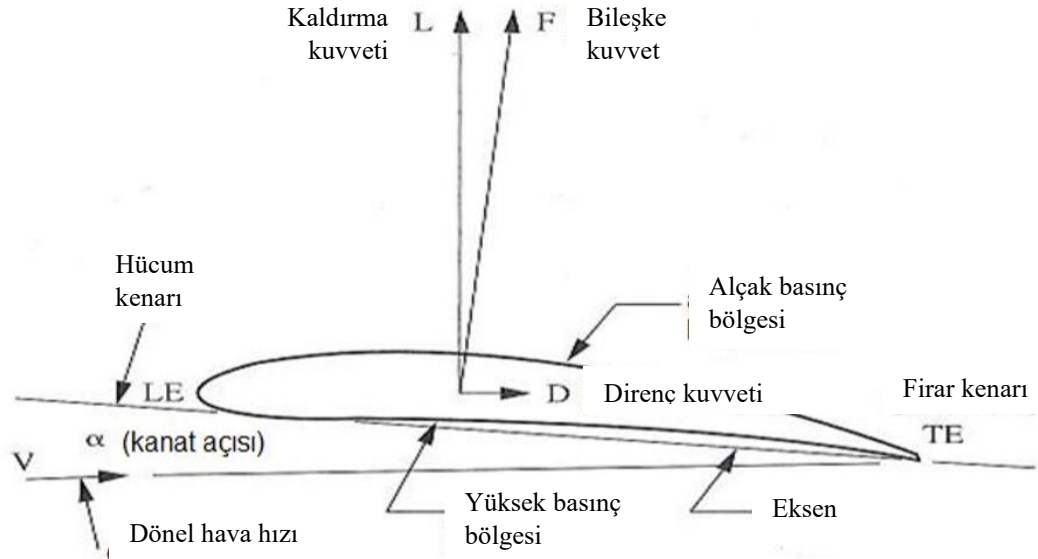
Airfoil tüm kesit profili aynı, üstten görünümü diktörgensel, sonsuz uzunluktaki 2-boyutlu kanat profilidir.

Airfoillerin bir kısmı II. Dünya Savaşı sırasında ABD’de NACA (National Advisory Committee for Aeronautics - Havacılık Alanında Ulusal Danışman Komitesi) tarafından ve bir kısmı da Almanya, İngiltere, Rusya gibi ülkeler tarafından geliştirilmiştir. NACA tarafından geliştirilen airfoiller, “NACA” ifadesini takip eden bir sayı serisi ile ifade edilmiştir. Bu sayı serisi airfoilin aynı zamanda özelliklerini de ifade etmektedir. NACA airfoiller 6 grupta incelenir; 4 basamaklı, 5 basamaklı, 1 serileri, 6 serileri, 7 serileri ve 8 serileridir [2].

1.2. Fanlar

Fanlar, kanatlı yapılarıyla kesikli biçimde ortamdaki havayı hareket ettirerek kinetik enerjisini ve hava debisini arttırarak belirli bir akış yolu boyunca hareket etmesini sağlar. Bir fanın maksimum performans ile çalışırken en az enerjiyi tüketmesi (yüksek verim) ve az gürültü olarak çalışması beklenir.

Fan kanatları, birbirine paralel olarak sıralanmış airfoillerden oluşmaktadır. Airfoiller üst yüzeyleri alt yüzeylerine göre daha eğimli bir yapıya sahiptirler. Hava, üst yüzeyde alt yüzeye göre daha hızlı hareket eder. Bernoulli denkleminde hareketle hızlanan havanın basıncı azalacağı için kanadın üst yüzeyine doğru bir hava akışı oluşur (Şekil 1.1.). Kanatlara doğru hareketlenen hava, kanat açısına bağlı olarak itilerek basınçlandırılır ve sürekli bir hava hareketi sağlanır [3].



Şekil 1.1. Airfoil kanat kesitine gelen kuvvetler [3]

1.2.1. Kütle korunumu - Süreklilik denklemi

Kontrol hacmi için Reynolds transport teoreminden elde edilen kütle korunumu;

$$0 = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV + \int_{KY} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (1.1)$$

dir. (Denklem 1.1)'de hız mutlaktır. Sabit ve hareketli kontrol hacimlerinde uygulanır.

1.2.2. Momentum korunumu

Newton'un yasaları, cismin hareketi ve hareket etmesini sağlayan kuvvetler arasındaki bağıntıdır. Newton'un birinci yasası, bir cismin durmaya deva edeceğini, hareket ediyor ise hareket doğrultusunu ve hızını değiştirmeden hareketini sürdüreceğini ifade eder. Cisimler eylemsizlik durumunu sürdürme eğilimindedir. Newton'un ikinci yasası, cisme net bir kuvvet etkidiğinde ivmeleneceğini, kütle artmasıyla da ivmesinin azalacağını ifade eder. Newton'un üçüncü yasası ise, bir cisim başka bir cisme kuvvet uyguladığında eşit ve ters yönde bir kuvvet ile karşılanacağını ifade eder.

Bu nedenle, oluşan tepki kuvveti, kuvveti uygulayan cisime bağlıdır. Newton'un ikinci yasası [4].

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} \quad (1.2)$$

1.2.3. Bernoulli denklemi

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (1.3)$$

Sürtünme kaybının olmadığı varsayımıyla, bu eşitlik basınç, kinetik ve potansiyel enerji toplamının daimi sıkıştırılmaz bir akış boyunca sabit olduğunu ifade eder.

Bir noktada basınç düşük hız yüksek, diğer bir noktada basınç yüksek hız düşük olmasına rağmen her durumda toplam enerji sabit kalmaktadır. Buna göre bir airfoil kesidi boyunca, enerji toplamının, bu akış yolu boyunca her bir noktada sabit kalır. Bu da, kinetik ve potansiyel enerji toplamının sabit kalması demektir [3].

Sıralı airfoillerden oluşan fan kanadı, yüzey boyunca hava giriş noktasında daha yüksek bir hıza sahip iken toplam basınç korunarak diğer bir noktada hava hızı düşerek basınç artmaktadır. Bu şekilde fan giriş ve çıkış noktaları arasında basınç farkı oluşturularak hava debisi artırılır.

1.3. Fanlarda Gürültü

Fanlarda gürültü dönme hızına, fan çapına, airfoil yapısına, sürtünme ve hava akış yoluna bağlıdır. Genellikle düşük dönme hızlarında büyük çaplı bir fan düşük frekans ve nispeten daha düşük gürültü yaratır. Çapı küçüldüğünde ve hız arttığında hacimsel debi artar ancak frekans ve gürültü düzeyide artar .

Fan fūrültüsü, kendi içinde fan dönme hızını ve kanat sayısının bir fonksiyonu olan frekansa bağlı olarak, kanat artık frekansı [3],

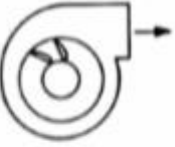



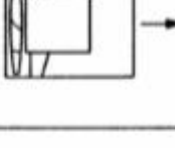

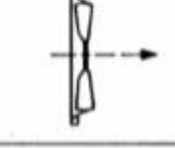
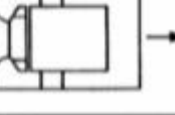
$$BF = \frac{n \cdot z_{kanat}}{60} \text{ Hz} \quad (1.4)$$

ifade edilir. Fanlarda devir sayısı ve kanat sayısı temelinde fanların gürültü frekansı 100-500 Hz arasında olduğu söylenebilir [3].

Fanlarda gürültü düzeyi;

$$L_{fan} = K_w + 10 \log\left(\frac{\dot{Q}}{0,472}\right) + 20 \log\left(\frac{\Delta p}{249}\right) + BFI + C_n \text{ dB} \quad (1.5)$$



TİP	TASARIM	Özgül ses gücü seviyesi, Kw								BFI	
		merkez frekansı-Hz									
SANTRİFÜJ FANLAR	aerodinamik kanatlı		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	3
			35	35	34	32	31	26	18	10	
	geriye eğimli		35	35	34	32	31	26	18	10	3
	radyal kanatlı		48	45	43	43	38	33	30	29	5-8
öne eğimli		40	38	38	34	28	24	21	15	2	
AKSIYAL FANLAR	kanatlı eksenel		42	39	41	42	40	37	35	25	6-8
	kanallı aksiyal		44	42	46	44	42	40	37	30	6-8
	pervane tipi		51	48	49	47	45	45	43	31	5-7
	kanallı santrifüj		46	43	43	38	37	32	28	25	4-6

Şekil 1.2. Fan tiplerine göre akustik özellikler [3]

Şekil 1.2.'de fan tipleri ve bu fanlara ait akustik özellikler gösterilmiştir.

Fanlarda gürültü akış ve titreşim nedeniyle oluşmaktadır. Titreşimden kaynaklı gürültü, akış kaynaklı gürültüye göre daha düşüktür. Akış kaynaklı gürültü basınç dalgalanmaları nedeniyle oluşmaktadır.

1.4. Fanlarda Titreşim

Bir sistemin denge konumu civarında yapmış olduğu salınım hareketine titreşim denir. Fanlar tasarımları ve üzerine uygulanan kuvvetlerden kaynaklı titreşime maruz kalır ya da titreşim oluşturur [5]. Titreşim dalgaları sönmelenmez ya da tasarım aşamasında göz ardı edilirse uzun süreli çalışmalarda veya yüksek devirlerde çalışması gerektiğinde kalıcı hasarlara neden olur.

Titreşim potansiyel enerjinin kinetik enerjiye; kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüşmesi sonucunda oluşmaktadır.

Sistemdeki titreşimler, dış kuvvetlerin etkimesi ve sistemin bu kuvvetlere tepki göstermesinden kaynaklanır.

Dış kuvvetler sonucu sistemde meydana gelen titreşimlere doğal frekanslı titreşimler denir. Malzeme özelliği, fanın konumlandırılması, kuvvet, moment gibi değişkenlere bağlıdır.

Fanların titreşimine sebep olan faktörler;

- a. Fana etkiyen kuvvetler.
- b. Dönen mekanik sistemlerde dengelenmemiş kütleler (balans).
- c. Motorlarda meydana gelen kuvvet yükselme ve alçalmaları [5].

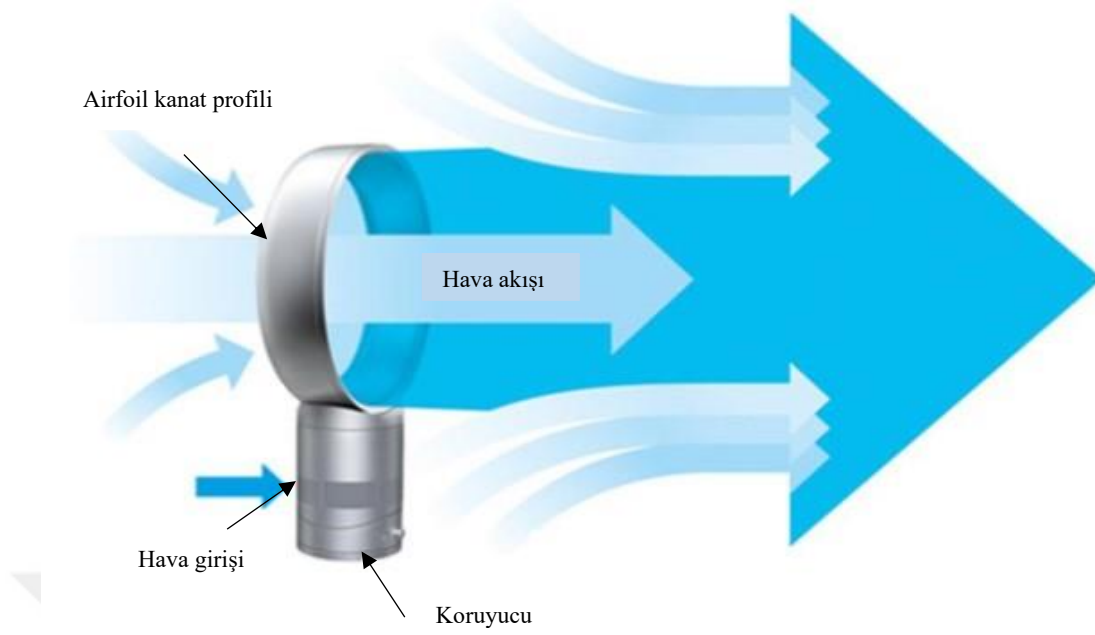
1.5. Hava oğaltıcı Fanlar

2009 yılında İngiliz firması Dyson tarafından geleneksel direkt hava beslemeli fanlara alternatif olarak koruyucusu içerisinde karışık akışlı bir fana sahip, hava çıkışının olduğu bölge bir airfoil kanat profiline sahip fan üretmiştir. Geleneksel fanlarda giren hava miktarı ile çıkan hava miktarı birbirine eşittir. Dyson tarafından geliştirilen alternatif fan da ise çıkan hava miktarının giren hava miktarından 15 kat daha fazla olduğu açıklanmıştır. Bu nedenle bu fanlara hava çoğaltıcı fanlar denilmiştir. Üretilen modelin şeklinin basit olması, karışık akışlı fan bir koruyucunun içerisinde muhafaza edilmesi, sürekli bir hava akışına sahip olması, özellikle çocuklar ve evcil hayvanlar için güvenilir, kolay taşınabilir ve temizlendiği için günlük hayatta kullandığımız fanlara göre daha avantajlıdır [14].

Şekil 1.3. ve Şekil 1.4.'de görüldüğü üzere hava çoğaltıcı fanlar airfoil kanat profili, elektrik motoru, karışık akışlı fan ve karışık akışlı fanı muhafaza eden ve yan çeperlerden hava emişini yapan bir koruyucudan oluşmaktadır.

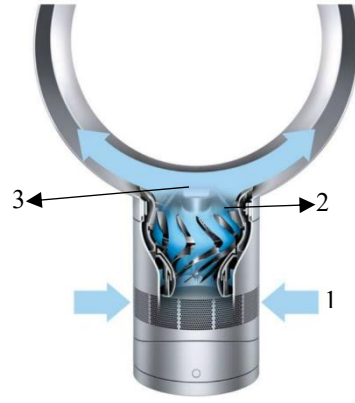


Şekil 1.3. Dyson hava çoğaltıcı fan [6]

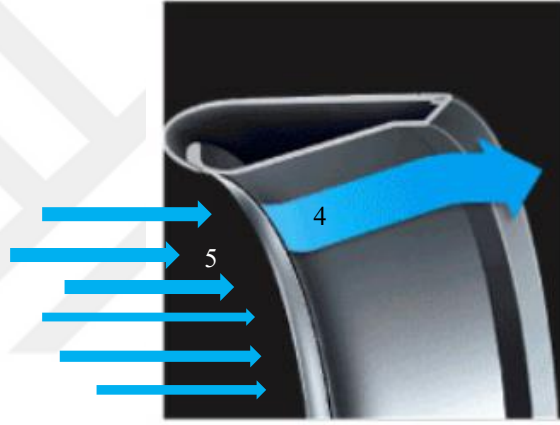


Şekil 1.4. Dyson hava çoğaltıcı fan [6]

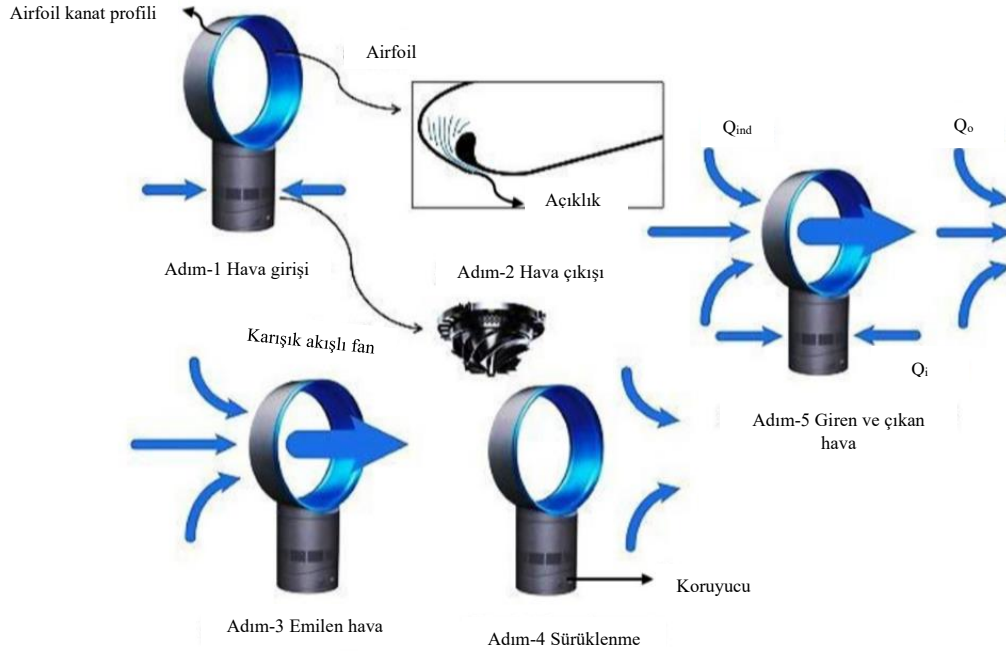
Koruyucu yan yüzeylerden (1 nolu bölge) emilen hava karışık akışlı fan tarafından hızlandırılarak (2 nolu bölge) airfoil kanat profili ile koruyucunun birleşim yerindeki dar kesitli nozzle tarafından basınçlandırılarak airfoil kanat kesit profil (3 nolu bölge) açıklığına iletilir (Şekil 1.5.). Basıncı artan hava airfoil kanat profilinin çıkış aralığından (4 nolu bölge) geçerken hızı artarken basıncı düşer. Hava çoğaltıcı fanın airfoil kanat kesit çıkış aralığında alçak basınç bölgesi oluşur. Airfoil kanat profilinin arka kısmındaki (5 nolu bölge) hava airfoil kanat profil çıkış aralığındaki havaya göre daha yüksek basınca sahiptir (Şekil 1.6.). Yüksek basınç bölgesindeki hava alçak basınç bölgesine doğru hareket ederek debinin 15 kat artmasını sağlar (Şekil 1.7.). Böylece geleneksel fanlara göre daha az bir güçle daha fazla debi elde edilmiş olur.



Şekil 1.5. Hava çoğaltıcı fana hava girişi [6]



Şekil 1.6. Hava çoğaltıcı fandan hava çıkışı [6]



Şekil 1.7. Hava çoğaltıcı fan hava akışı [10]

1.6. Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında airfoil kanadı (NACA 0012) kullanılarak bir hava çoğaltıcı fan geometrisi oluşturulmuştur. Tasarımı yapılan geometri yedi farklı parametreye göre optimize edilmiştir. Bu parametreler; hucüm açısı, genişlik, boy, aralık, iç ve dış çaplar ve kuyruk uzunlukları olarak belirlenmişlerdir. Maksimum debiyi veren geometri seçilerek akustik analizi $k-\omega$ ve LES metodu ile yapılmış ve havanın hareketinden kaynaklı oluşan doğal gürültü incelenmiştir.

1.7. Literatür Taraması

Hava çoğaltıcı fanlar elektrik motoru ve karışık akışlı fanın çektiği silindirik tabanlı bir korumadan oluşmaktadır.

Stricklan, Chandler, 2014 yaptığı çalışmada koruyucu kısımdaki hava giriş sisteminin saniyede 20 litrelik bir giriş havası üreteceğini ileri sürmüştür, 30 cm'lik taban kesit alanı dikkate alındığında 1.2 m/s'lik bir hız ürettiğini belirtmiştir [8].

Koruyucu yan yüzeylerden çekilen hava karışık akışlı fan tarafından basınçlandırılmıştır. İndükleme olarak da adlandırıldığı bu emiş, doğrultucu ve jet nozzle ile dar ile dar kesit profiline hava püskürterek giriş havasını hızlandırmıştır. Kanatsız fanın arkasında hava emen kesit profil halkası tarafından oluşturulmuş hacimde düşük bir basınç üretmiştir. Deneysel ölçümler nozzledaki hava jetinin hızının yaklaşık değerinin 24 m/s olduğunu göstermiştir [7].

Taban koruyucu silindiri dikkate almamış sadece fansız profil kesiti için analiz yapmıştır. Hava , $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$, $\mu=1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$, hava akış hızı $V= 2.5 \text{ m/s}$ olarak kabul etmiştir [9].

$$A = \pi r^2 (m^2) = \pi(0.25 \text{ m})^2 = 0.196 \text{ m}^2 \quad (1.6)$$

$$\phi_{out} = V \cdot A (m^3) \quad (1.7)$$

$$\phi_{out} = 2.5 \text{ m/s} \times 0.196 \text{ m}^2 = 0.49 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\phi_{in} = 20 \text{ lt} = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{0.49 \text{ m}^3/\text{s}}{0.02 \text{ m}^3/\text{s}} \approx 24.5$$

Dyson hava akış miktarını 15 kat artırdığını belirtmiştir. Dyson nasıl hesapladığı bilinmediği için hatalar bilinmiyor. Düşük türbülans oluşumu nedeniyle fan daha az gürültü oluşturmaktadır. Jet nozzle yakınlarında bir miktar türbülans varken, çıkış akımı nispeten sabittir [9].

BÖLÜM 2. AKUSTİK ANALOJİ

Aerodinamik etkilerin yanında akış alanının zamana bağlı karakterinden kaynaklanan rahatsızlık verici gürültüler oluşmaktadır. Airfoil kanatları üzerinden akan hava firar bölgesinde kanat üzerinden ayrılır, vorteks ve girdap bölgeleri oluşturur. Firar bölgesinden kopan vorteks ve girdap sirkülasyonun beslediği zamana bağlı basınç değişimi akustik basınç yayılımını oluşturmaktadır.

Aerodinamik basınç değişimleri yanında akustik basınç değişimi çok küçüktür. Bu nedenle akustik hesaplamalar yapılabilmesi için çok küçük sayısal ağlar oluşturulması gerekmektedir. Akustik basınç değişimlerinin hesaplamalı akışkanlar mekaniği (HAD) yaklaşımı kullanılarak çözülmesi için Lighthill's Akustik Modeli ve Ffowcs Williams-Hawkings yaklaşımı sıklıkla kullanılmaktadır.

2.1. Ses

Ses, katı, sıvı veya gazları oluşturan moleküllerin hareketi veya titreşimi sonucunda oluşmaktadır. Ses katılarda moleküler titreşimler ile, sıvılarda moleküler momentum değişimleri sonucunda oluşur. Kulağımız sesi ortamda oluşan basınç değişimleri sonucunda algılamaktadır. Akustik ortamdaki akış sırasında meydana gelen basınç değişimlerini inceler. İnsan kulağı 20 Hz ile 20 kHz veya 0.00002 N/m^2 ile 20 N/m^2 arasındaki basınç değişimlerini algılayabilmektedir [11].

Bir saniyedeki titreşim sayısına sesin frekansı (Hz) denir. İki dalga tepesi veya iki dalga çukuru arasındaki mesafeye dalga boyu denir [12]. Ses basıncı veya akustik basınç, atmosfer basıncında meydana gelen ani basınç değişimidir.

$$p_{top}(t) = p(t) + p_{statik}(t) \quad (2.1)$$

(Denklem 2.1)'de sağ taraftaki terimler zamana bağlı fonksiyonlardır ve statik basınç üzerindeki değişimler çok yavaştır. Genellikle sabit kabul edilir. Efektif ses basıncı için zamana bağlı basınç datasının karekök ortalaması (RMS) alınarak elde edilir [12];

$$\bar{p} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T [p(t)]^2 dt \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

Ses hızı;

$$c = \sqrt{\frac{\gamma p_{statik}}{\rho}} = \sqrt{kRT} \quad (2.3)$$

(Denklem 2.3)'de γ , ısı sığasını, ρ , yoğunluğu, p_{statik} , statik basıncı ifade etmektedir. Ses hızı deniz seviyesinde 15°C sıcaklıkta 340 m/s'dir [12].

Anlık hızın, ses hızına oranı boyutsuz Mach sayısı ile ifade edilir.

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (2.4)$$

2.2. Lighthill's Akustik Model

Aerodinamik temelli oluşan sesin anlaşılmasında ve teorik bir zemine oturtulmasında en önemli adım 1950'li yıllarda Lighthill tarafından atılmıştır. Lighthill, süreklilik ve momentum denklemini lineer olmayan kaynak terimli dalga denklemi formunda elde etmiştir. Temelde, akışın uzak alanı ile yakın alanını birbirinden ayırmış yani sesi üreten kaynak ile sesin yayıldığı ortam arasında hiçbir etkileşim olmadığını kabul etmiştir. Aeroakustikte geliştirilen bu yaklaşım Akustik Analoji (AA) olarak bilinmektedir. Lighthill denklemi tüm akış alanında ve hiçbir katı yüzey olmadığında ya da katı yüzeyin etkisi ihmal edildiğinde geçerlidir [15].

Kütlenin korunumu ve Navier-Stokes denklemlerinden aerodinamik ses denklemi elde edilir [13].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + p_{ij}) = 0 \quad (2.6)$$

$$p_{ij} = -\sigma_{ij} + \delta_{ij} p \quad (2.7)$$

$$\sigma_{ij} = \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.8)$$

Ses yayılım (Denklemleri 2.5) ve (Denklemler 2.6)'dan elde edilir.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij} \quad (2.9)$$

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + p_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij} \quad (2.10)$$

(Denklemler 2.10), durgun ortamdaki a_0 ses hızında yayılan dalgayı tanımlar. Denklemin sağ tarafı diğer kuvvetlerden meydana gelen hiperbolik bir denklemdir.

Sesin, durgun akustik akışkan ortama etki eden iç gerilimleri tetikler ve ses hızında yayılır. Lighthill, birinci adımda sürekli gerçek ortamdaki akışkanda oluşan ses, ikinci adımda ise T_{ij} dış kaynaklar tarafından uygulanan, durgun haldeki akustik ortamdaki ses yayılımı olarak tanımlar [13].

Ses yayılım denklemleri Lighthill ve Curle tarafından çözülmüştür.

$$\rho'(x, t) = \rho(x, t) - \rho_0 = \frac{1}{4\pi a_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}(y, t - \frac{R}{a_0})}{R} dV(y) + \frac{1}{4\pi a_0^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \frac{l_i p_{ij}(y, t - \frac{R}{a_0})}{R} dS(y) \quad (2.11)$$

- a. Ses boşlukta yayılıyor ise,
- b. Akışın oluşturduğu ses zayıf ise,

c. Sıvı akışının neden olduğu ses indüklenmiş ise (Denklem 2.11) uygulanmaz.

(Denklem 2.11)'i sadeleştirirsek;

$$\begin{aligned} \rho'(x, t) = \rho(x, t) - \rho_0 = & \frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \frac{(x_i - y_i)(x_j - y_j)}{R^3} \frac{\partial^2}{\partial t'^2} T_{ij}(y, t') dV(y) + \\ & \frac{1}{4\pi a_0^3} \int_S \frac{(x_i - y_i) l_i}{R^2} \frac{\partial p(y, t')}{\partial t'} dS(y) + \frac{1}{4\pi a_0^2} \int_S \frac{(x_i - y_i) l_i}{R^3} p(y, t') dS(y) \end{aligned} \quad (2.12)$$

R büyük olduğunda, üçüncü terim, ikinci terimden önce sönümlenir. Bu nedenle ikinci ve üçüncü terime sırayla kısa ve uzun mesafe terimleri denir. Gözlemcinin yeri ile sesoluşunun gerçekleştiği yer arasındaki mesafe büyüktür ve kısa mesafe terimi formülasyonlarda görülmeyecektir [13].

Basınç değişimi : $dp = a_0^2 dpas$

$$\begin{aligned} \rho'(x, t) = \rho(x, t) - \rho_0 = & \frac{1}{4\pi a_0^2} \int_V \frac{(x_i - y_i)(x_j - y_j)}{R^3} \frac{\partial^2}{\partial t'^2} T_{ij}(y, t') dV(y) + \\ & \frac{1}{4\pi a_0} \int_S \frac{(x_i - y_i) l_i}{R^2} \frac{\partial p(y, t')}{\partial t'} dS(y) \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.3. Ffowcs Williams-Hawkings

Akış içerisindeki katı yüzey ve bu yüzeyin hareketi sonucu oluşan gürültü etkisini ilk defa teklif eden Ffowcs William-Hawkings'dır [15]. Ffows Williams ve Hawkings (FW-H) denklemi;

$$\begin{aligned} \frac{1}{a_0} \frac{\partial p'}{\partial t^2} - \nabla p' = & \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \{[P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\} + \\ & \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n] \delta(f)\} \end{aligned} \quad (2.14)$$

2.4. Sesin Yoğunluğu

Bir gözlem noktasından sesin yoğunluğu;

$$I(x) = \frac{a_0^3}{\rho_0} \overline{(\rho(x) - \rho_0)^2} = \frac{1}{\rho_0 a_0} \overline{(p(x) - p_0)^2} = \frac{1}{\rho_0 a_0} \langle p'^2 \rangle (x) \quad (2.15)$$

Ses yoğunluğu $\langle p'^2 \rangle (x)$ ile ilişkilidir.

$$C(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} p'(x, t) p'(x, t + \tau) dt = \langle p'^2 \rangle (x, \tau) \quad (2.16)$$

$\tau=0$

$$\langle p'^2 \rangle (x, 0) = \langle p'^2 \rangle (x) \quad (2.17)$$

Ses basıncı seviyesi 2×10^{-5} Pa ise;

$$SPL = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} \quad (\text{dB}) \quad (2.18)$$

$$I_0 = \frac{p_0^2}{\rho_0 a_0} \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.19)$$

$$SPL = 10 \log_{10} \frac{p'^2}{p_0^2} \quad (\text{dB}) \quad (2.20)$$

I_Q tarafından üretilen sesin kaynağı;

$$I_Q \approx p_0 U_0^6 a_0^{-3} L^2 \quad (2.21)$$

(Denklem 2.20) ve (Denklem 2.21) kullanılarak;

$$\frac{I_Q}{I_D} \approx \left(\frac{U_0}{a_0} \right)^2 \quad (2.22)$$

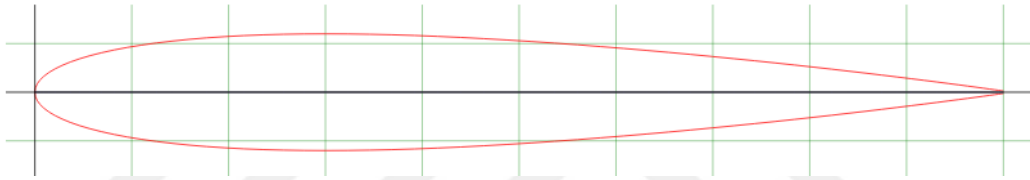
Düşük Mach sayısı ; $M = \frac{U_0}{a_0} < 1$, dipollerden gelen seslerden daha fazladır [13].



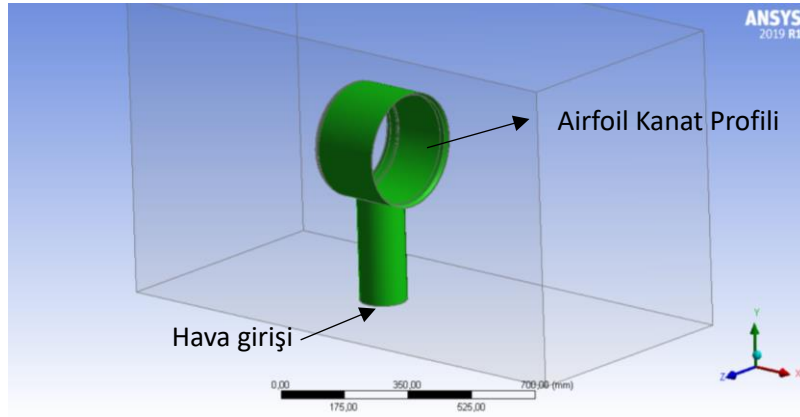
BÖLÜM 3. HAVA ÇOĞALTICI FAN TASARIMI VE HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ

3.1. Geometrinin Oluşturulması

Bu çalışmada NACA 0012 kullanılması sebebi literatürde deneysel ve hesaplamalı olarak üzerinde çalışılmış olmasıdır. NACA 0012, Şekil 3.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. NACA 0012

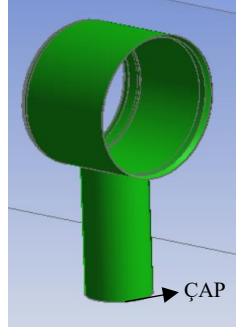
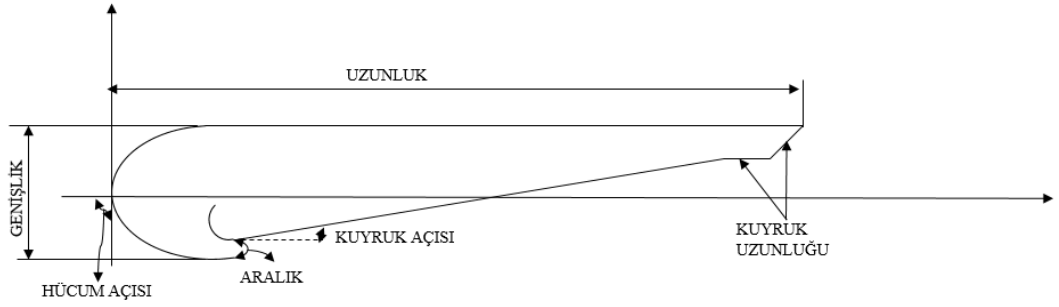


Şekil 3.2. Modelin geometrisi

Şekil 3.2.'de gösterilen model ANSYS-DesignModeler modülünde çizilmiştir. Alt silindirik kısmı koruyucu olarak adlandırılmaktadır. Görevi ortamdaki havayı toplayarak hava girişi sağlamak, motor ve karışık akışlı fanı muhafaza etmektir. Üst kısımda NACA 0012 airfoil kanadı referans alınarak oluşturulmuş, hava çıkışını sağlayan

airfoil kanat profili vardır. Koruyucu alt kısımdan ortamdaki havayı toplar ve airfoil kanat profilinin çıkış aralığında havayı dışarı aktarır. Dairesel yapıdaki airfoil kanat profilinin çıkış aralığında hava hızı yüksek iken basınç düşüktür. Airfoil kanat profilinin dairesel bir yapıya sahip olmasının nedeni orta kısımda alçak basınç bölgesi oluşturmaktır. Dairesel yapı etrafındaki hava bu sayede alçak basınç bölgesine doğru hareket eder.

Geometri oluşturulduktan sonra çıkıştaki debinin girişteki debiye oranının en yüksek olduğu ancak en az gürültü ile çalışan hava çoğaltıcı fanın geometrisini elde edebilmek için parametreler tanımlanmıştır. Bu parametreler; uzunluk, genişlik, kuyruk uzunlukları, aralık, kuyruk açısı, airfoil kanadının hucüm açısı ve çaptır (Şekil 3.3.).



Şekil 3.3. Parametreler

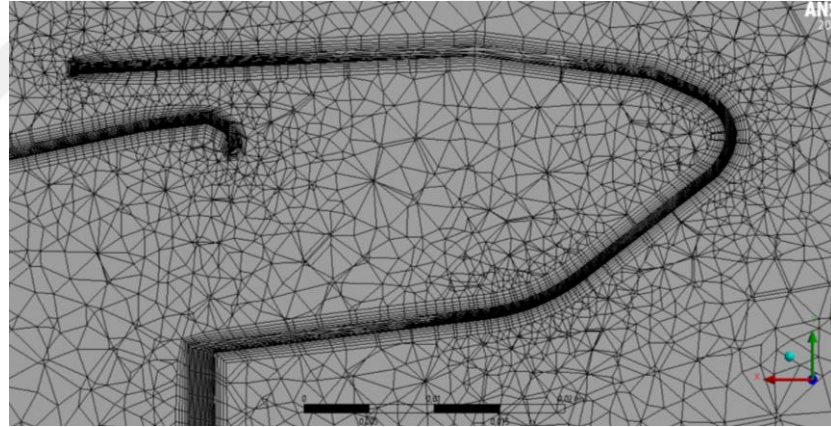
Oluşturulan geometrinin parametreleri ve başlangıç değerleri Tablo 3.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Parametre değerleri

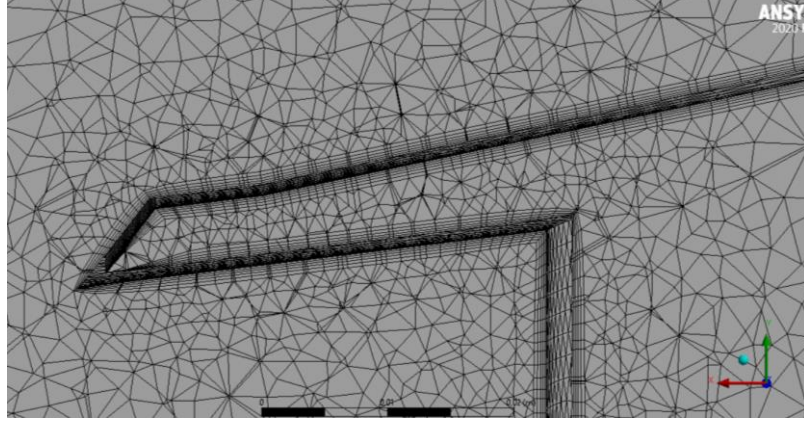
Parametre Adı	Parametre Değeri
Genişlik [mm]	9
Hucüm Açısı [°]	7
Aralık [mm]	5
Çap [mm]	116
Kuyruk Uzunluğu [mm]	10
Kuyruk Açısı [mm]	10
Uzunluk [mm]	200

3.2. Modelin Ağ Yapısı

ANSYS-Mesh modülü yardımı ile hesaplama alanı ve sayısal ağ oluşturulmuştur. Hava çoğaltıcı fan airfoil kanat kesitine yakın bölgelerde sınır tabaka akışını daha iyi çözümlenebilmek için y^+ değeri hesaplanmıştır ve sayısal ağ sıklaştırılmıştır. Sıklaştırılmış sayısal ağ Şekil 3.4. ve Şekil 3.5.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Sınır tabakası



Şekil 3.5. Sınır tabakası

y^+ sınır duvar tabakasından uzaklığı tanımlayan boyutsuz bir parametredir. Aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.1)$$

u_τ sürtünme hızıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.2)$$

τ_w ise duvardaki gerilmeleri ifade etmektedir.

Duvara yakın bölge olan viskoz katmanda akışın laminar olduğu varsayımı yapılmıştır. y^+ değerlerine bağlı duvara en yakın hücre kalınlığı (Denklem 3.3) kullanılarak hesaplanmıştır [12].

$$\Delta s = y^+ \mu u_f \rho \quad (3.3)$$

$$u_f = \tau_w \rho \quad (3.4)$$

$$\tau_w = c_f \rho \frac{u_\infty^2}{2} \quad (3.5)$$

$$c_f = [2 \log_{10}(Re_x) - 0.65]^{-2.3} \quad (3.6)$$

$$Re_x = \frac{\rho u_\infty L}{\mu} \quad (3.7)$$

L, referans uzunluk [m], y^+ , hedeflenen y^+ değeri, Δs , hücre kalınlığını [m] ifade etmektedir [12].

Viskoz alt tabakada gerçekleşen girdap yapılarından kaynaklı akım gürültüsü tahmini için sınır tabaka modellemesi yapılmıştır.

Tablo 3.2. Sayısal ağ değerleri

Düğüm Sayısı	Çözüm Ağı Sayısı	y^+
2684245	8731985	0,138

Hava akışının ve sesin yayıldığı ortam daha az sık meshlenerek çözüm süresi kısaltılmaya çalışılmıştır.

3.3. Optimizasyon ve Sonuçları

Geometrik parametreler için alt ve üst değerler belirlenerek geometri için kısıtlar oluşturulmaktadır. Optimizasyon bu kısıtlar dahilinde istenilen en iyi değere karşılık (en yüksek debi, en yüksek hız, en az gürültü vb.) en iyi geometrik parametre değerlerini elde etmek için yapılan bir çalışmadır. NACA 0012 airfoil kanadı referans alınarak oluşturulan geometri 7 farklı parametreye göre tanımlanmıştır. ANSYS-Mesh modulünde sayısal ağ yapısı oluşturulan geometri ANSYS-Fluent'de $k-\omega$ metodu ile çözülmüştür. Hesaplama sonucu elde edilen değer ilk tanımlanan parametre değerleri sonunda elde edilen sonuçlardır. Giriş hızı boru çapına bağlı olarak parametrik olarak tanımlanmıştır (Denklem 3.8). Çıkış ise 0 Pa olarak tanımlanmıştır.

Tablo 3.3. Hesaplama sonucu beklenen değerler

Hava giriş debisi	Hava çıkışı debisi
0,02 kg/s	0,3 kg/s (15 kat)

Fan girişinde saniyede 0,02 kg/s debi hava girişinin olması istenmektedir ve çıkışta yaklaşık hava debisinin 15 kat artması beklenmektedir (Tablo 3.3.).

Fan giriş çapı (D) : 116 mm

$$\dot{Q}_{giris} = 0,02 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{giris} = V_{inlet} \times A_{giris} \quad (3.8)$$

$$V = \frac{0,02}{\pi \times \frac{0,116^2}{4}} = 1,89 \text{ m/s}^{-1}$$

Tablo 3.4. Başlangıç değerleri

Giriş hızı	Çıkış Basıncı	Turbulans
Parametrik V_{inlet}	0 Pa	k- ω

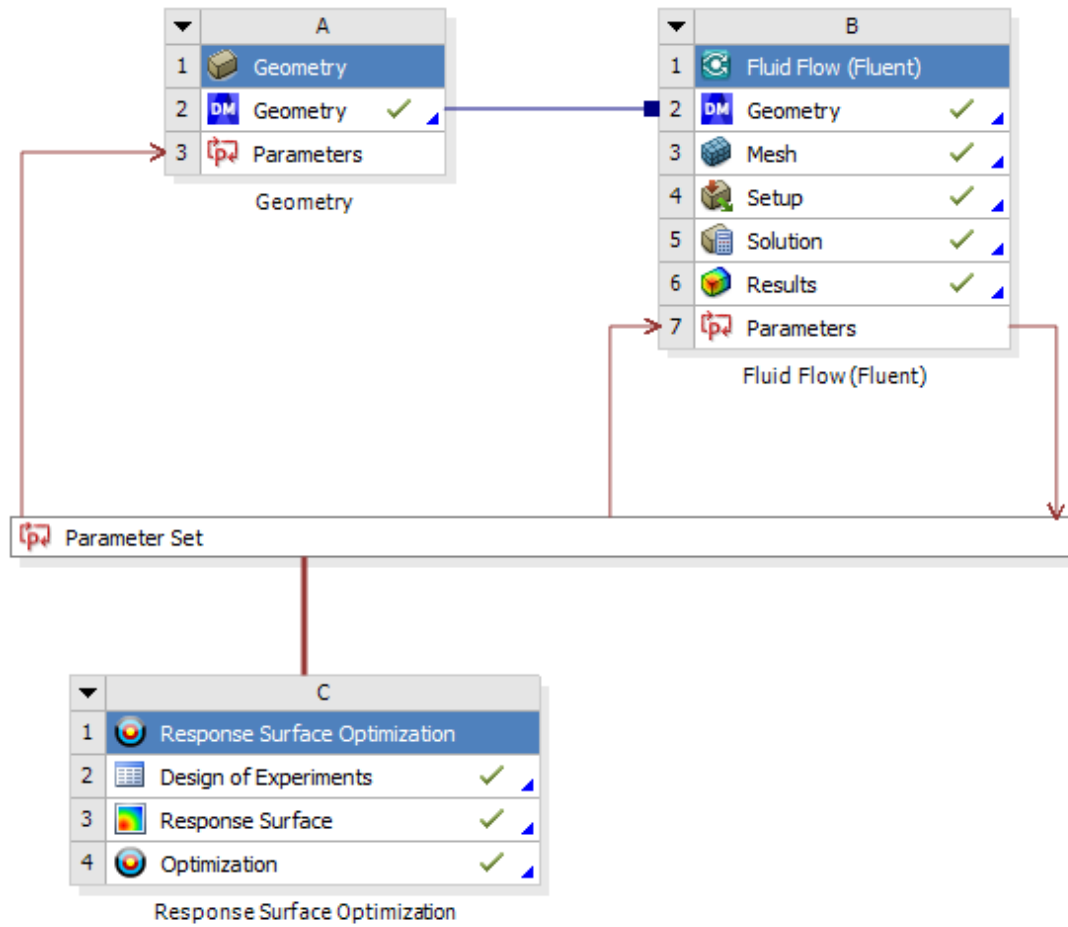
Hava girişinin olduğu çap belirlenen parametre değerlerinden biridir. Boru çapındaki değişim giren hava miktarının hızının değişmesine neden olmaktadır. Bu nedenle giriş hızı parametrik V_{inlet} olarak tanımlanmıştır. Sınır şartları, giriş hızı parametrik V_{inlet} , çıkış basıncı 0 Pa, türbülans modeli k- ω olarak belirlenmiştir (Tablo 3.4.). Boru çapı değişiminin ve buna bağlı hava giriş hızının değişiminin, girdap oluşum bölgeleri, basınç dağılımı ve ses basınç seviyeleri üzerindeki etkileri sayısal olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3.5.'de parametre değerlerinin alt ve üst sınır değerleri gösterilmiştir. Tablo 3.1.'de gösterilen parametre değerlerine uygun olarak geometri boyutlandırılmıştır.

Alt ve üst değerlerin tanımlaması yapılırken, herhangi bir parametre değeri değiştiğinde geometride herhangi bir bozulma olmayacak şekilde belirlenmiştir. 7 farklı parametreye göre belirlenen alt ve üst değerlere göre optimizasyon yapılmıştır.

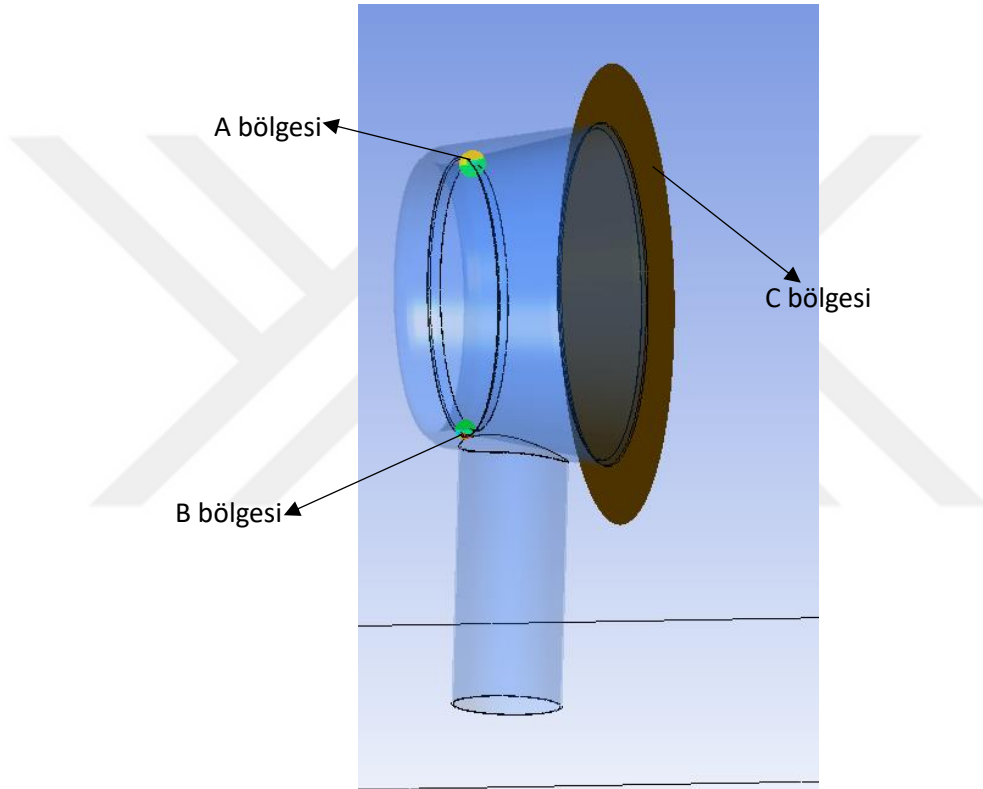
Tablo 3.5. Optimizasyon için belirlenen alt ve üst değerler

Parametreler	Alt Sınır Değerleri	Üst Sınır Değerleri
Genişlik [mm]	8	12
Hucüm Açısı [°]	0	20
Aralık [mm]	2	10
Çap [mm]	110	130
Kuyruk Uzunluğu[mm]	7	15
Kuyruk Açısı [°]	30	60
Uzunluk [mm]	180	220



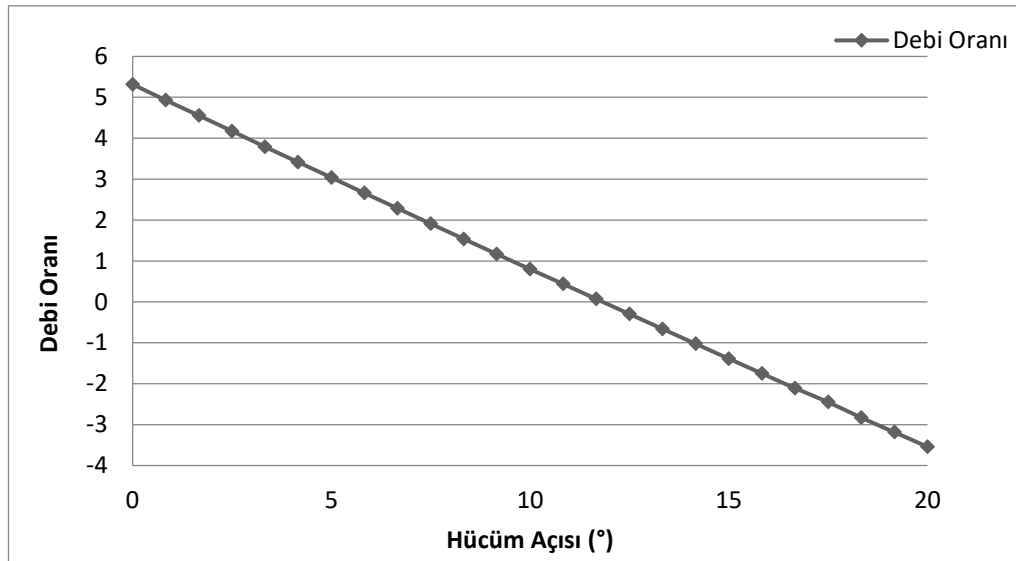
Şekil 3.6. Optimizasyon şeması

Optimizasyon şeması Şekil 3.6.'da gösterilmiştir. Parametreler Şekil 3.3.'te geometri üzerinde gösterilmiştir. Response Surface Optimizasyon modülü belirlenen farklı alt ve üst parametre değerlerine göre geometri üzerinde değişimler yaparak elde etmek istediğimiz en iyi sonuca karşılık en iyi geometrik parametre değerini hesaplar ve parametre değerlerini karşılaştırmamızı sağlar. Response Surface Optimizasyon modülü, Fluent modül analizine bağlanarak maksimum debiyi karşılık gelen minimum gürültü yapan geometri seçilmiştir.



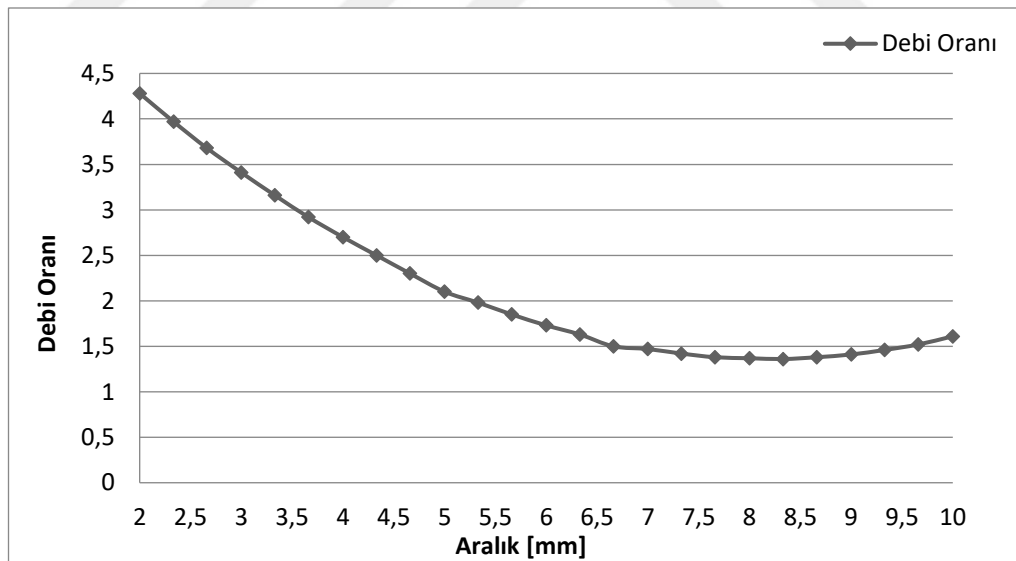
Şekil 3.7. Geometri A, B ve C bölgelerinin gösterimi

Şekil 3.7.'de hava çoğaltıcı fanın hava çıkış A, B ve C bölgeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Hücüm açısının debi oranına etkisi

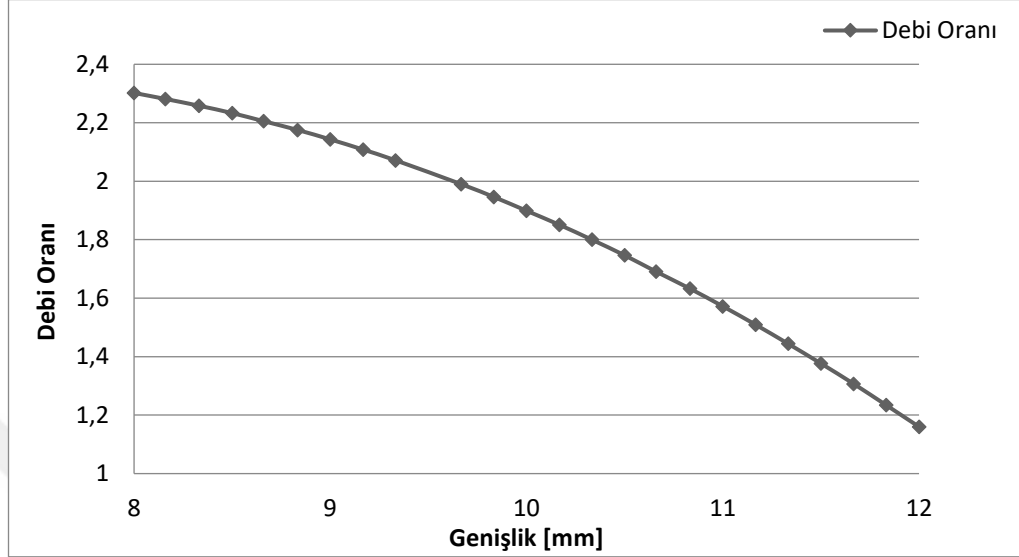
Şekil 3.8.'de en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki hücüm açısının debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Hücüm açısı arttıkça debi doğrusal olarak düşmektedir.



Şekil 3.9. Aralık parametresinin debi oranına etkisi

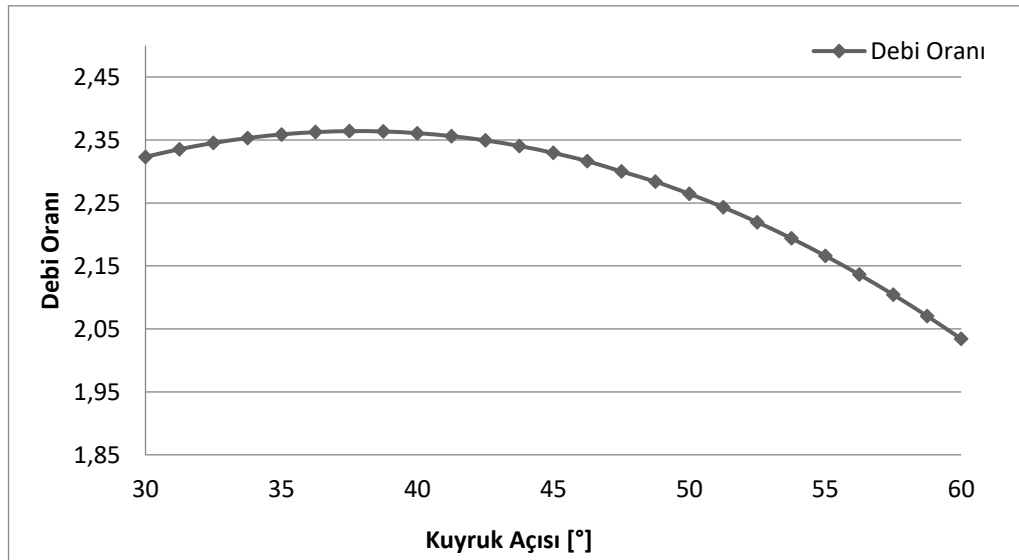
Şekil 3.9.'da en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki aralık parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Debi, aralık 4,5 mm'ye kadar doğrusal azalırken, daha sonra 4,5 ile

8 mm arasında parabolik olarak azalmış daha sonra 10 mm'ye kadar parabolik olarak artış göstermiştir.



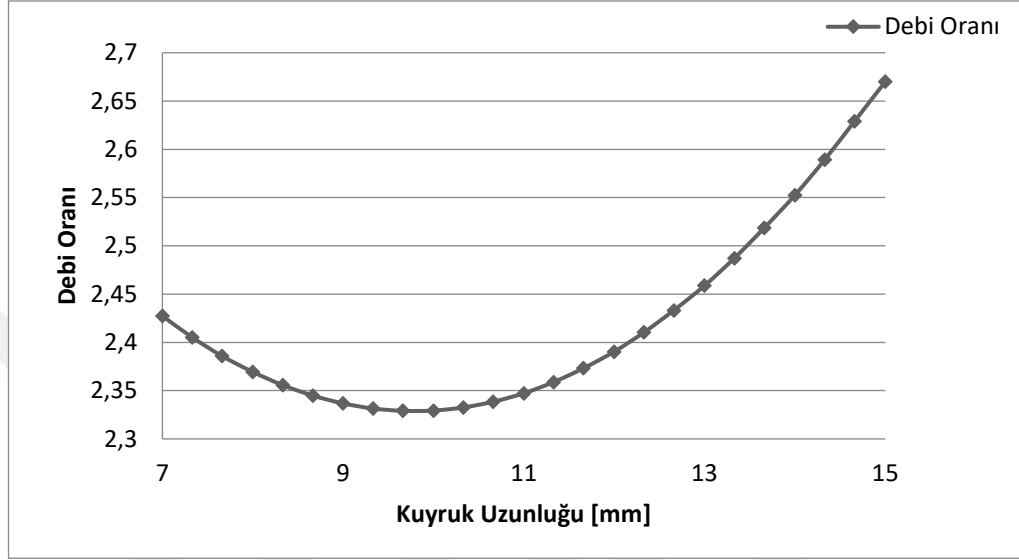
Şekil 3.10. Genişliğin debi oranına etkisi

Şekil 3.10.'da en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki genişlik parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Debi, genişlik artarken debi parabolik olarak azalmıştır.



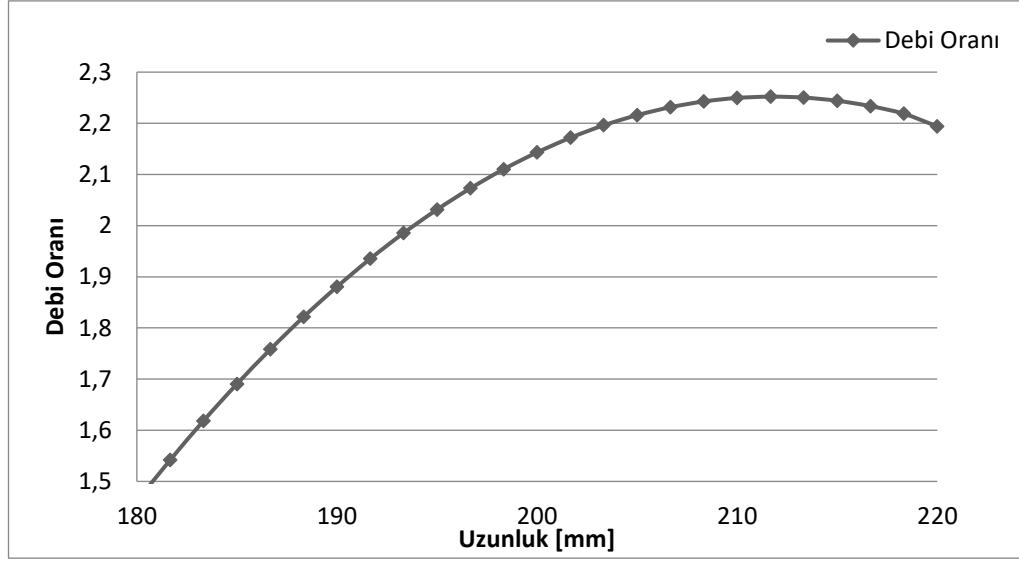
Şekil 3.11. Kuyruk açısının debi oranına etkisi

Şekil 3.11.'de en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki kuyruk açısı parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Debi, kuyruk açısı artarken debi parabolik olarak azalmıştır.



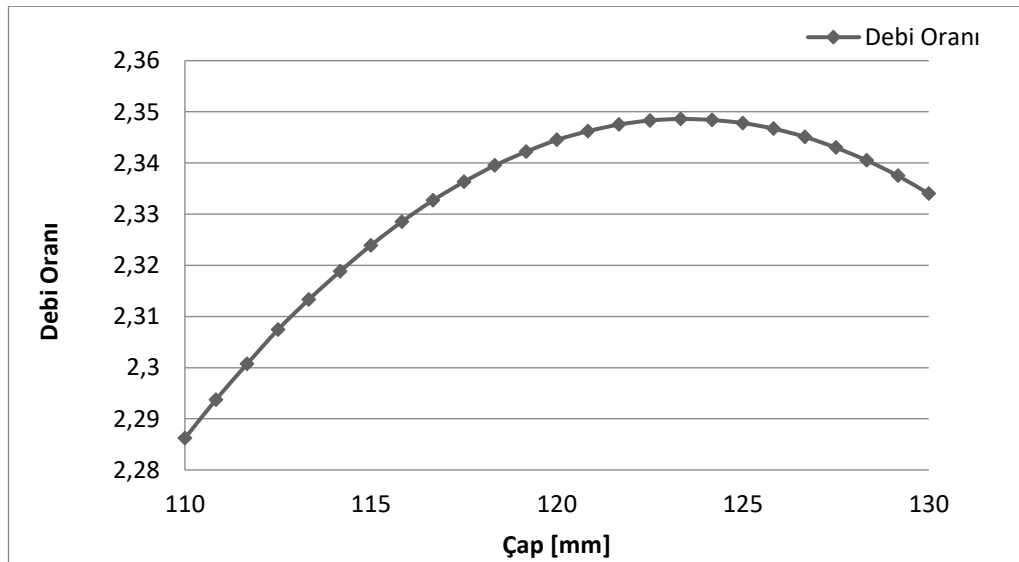
Şekil 3.12. Kuyruk uzunluğunun debi oranına etkisi

Şekil 3.12.'de en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki kuyruk uzunluğu parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Debi, kuyruk uzunluğu 9 mm olana kadar azalmış daha sonra artış göstermiştir.



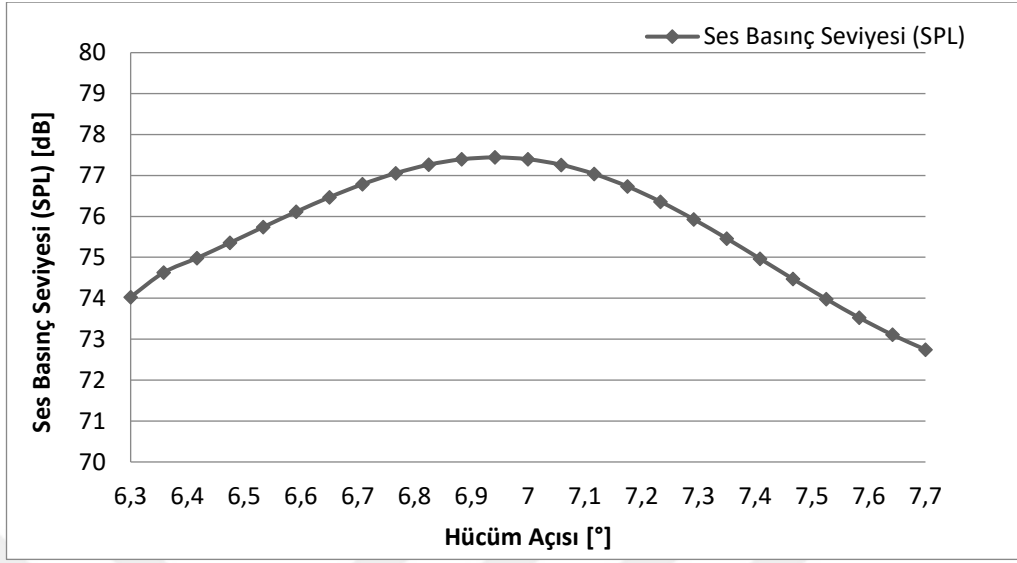
Şekil 3.13. Uzunluğun debi oranına etkisi

Şekil 3.13.'te en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki uzunluk parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Uzunluk 208 mm olana kadar debi artmış daha sonra debi azalmıştır.



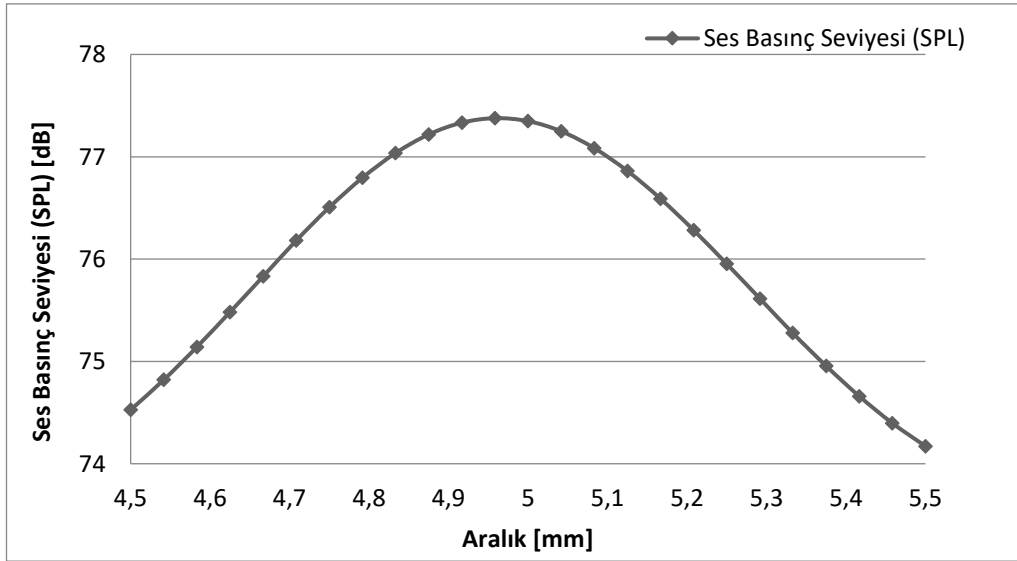
Şekil 3.14. Çapın debi oranına etkisi

Şekil 3.14.'te en yüksek debiyi veren geometrinin C bölgesindeki çap parametresini debiye olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Çap 125 mm olana kadar debi artmıştır. Daha sonra debi azalmıştır.



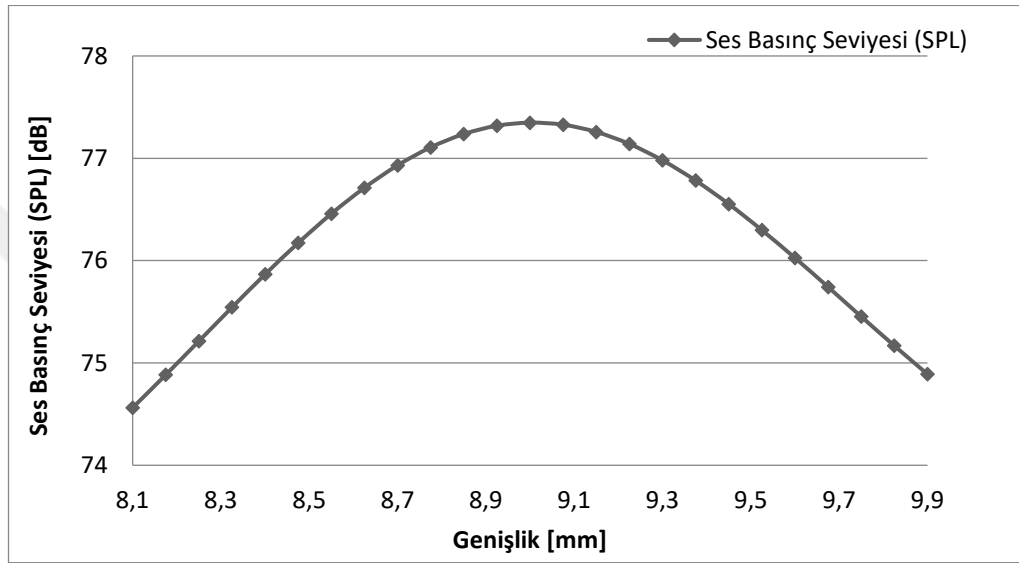
Şekil 3.15. Hücüm açısının ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.15.'te hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki hücüm açısının ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi, hücüm açısı $6,3^\circ$ 'den $6,94^\circ$ olana kadar parabolik artmış ve en yüksek ses basınç seviyesi olan $77,441$ dB değerine ulaşmıştır, daha sonra 7° 'den $7,7^\circ$ 'ye kadar parabolik olarak azalmıştır.



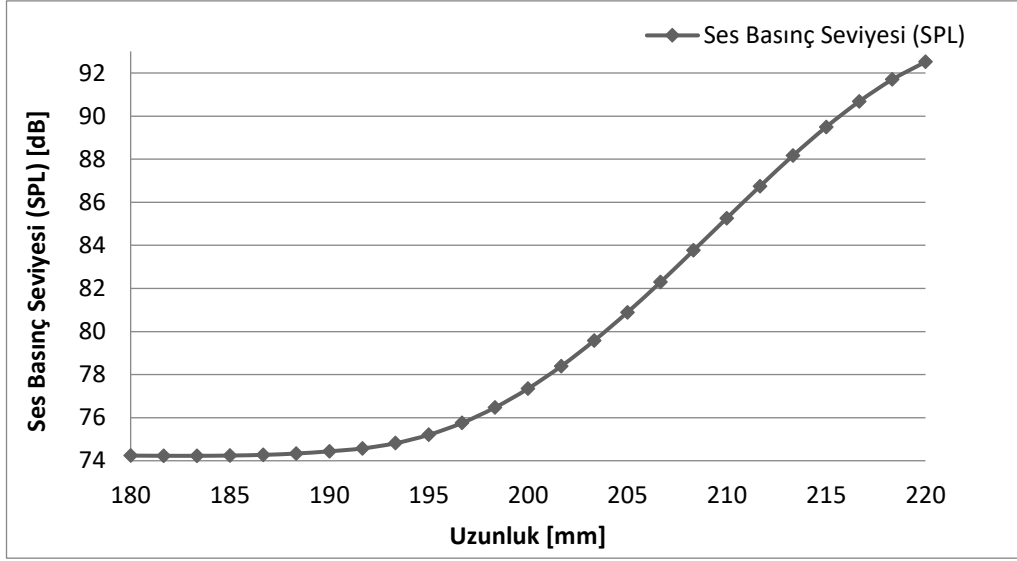
Şekil 3.16. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.16.'da hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki aralık parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Aralık 4,8 mm olana kadar doğrusal olarak artmış, 5 mm'de en yüksek ses basınç seviyesi olan 77,348 dB değerine ulaşmıştır. Daha sonra aralık artmasına rağmen ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır.



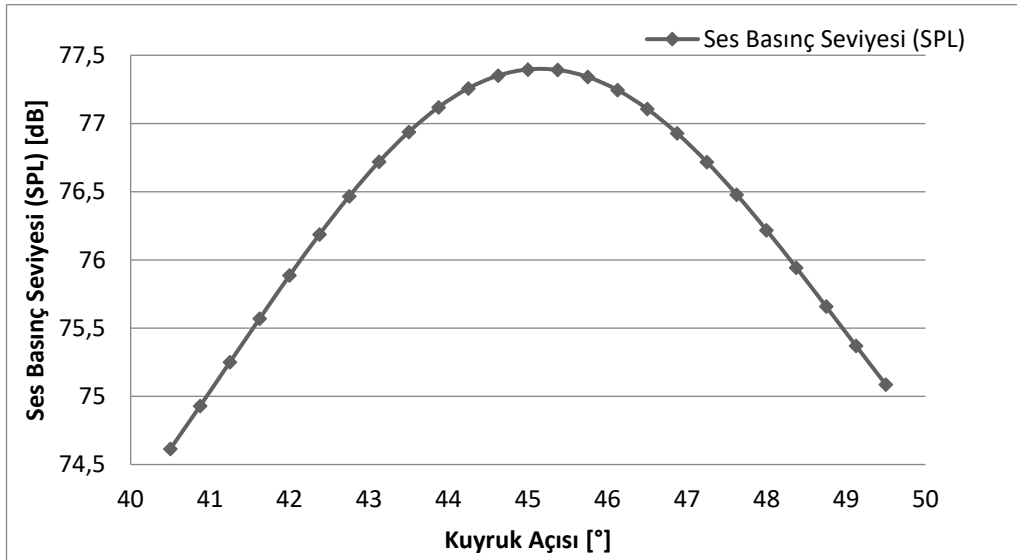
Şekil 3.17. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.17.'de hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki genişlik parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Genişlik 8,8 mm olana kadar ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmış, 9 mm'de en yüksek ses basınç seviyesi olan 77,348 dB değerine ulaşmıştır. Daha sonra genişlik artmasına rağmen ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır.



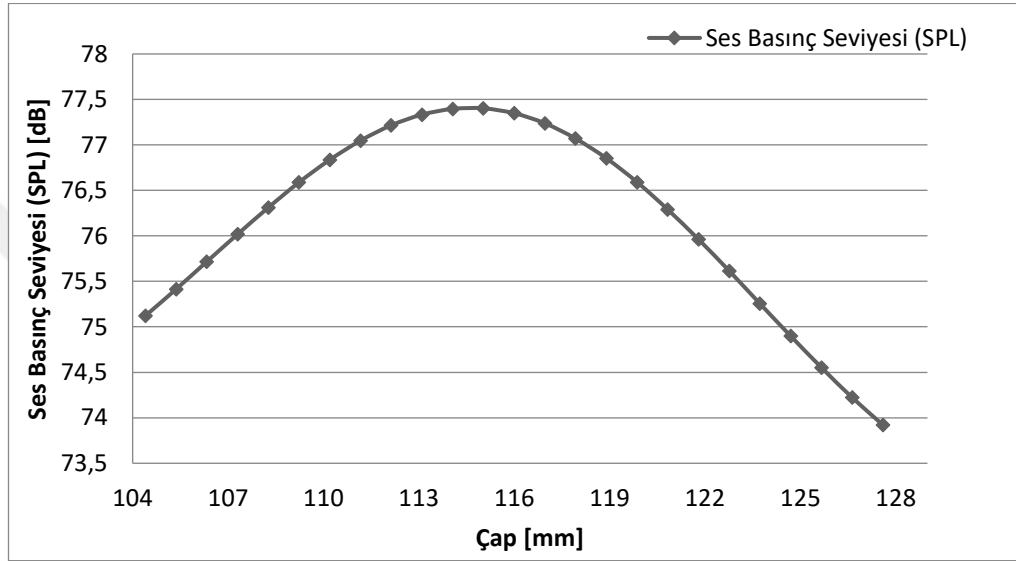
Şekil 3.18. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.18.'de hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Uzunluk 195 mm değeri ve üst değerlere sahipken ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmıştır. En yüksek ses basınç seviyesi olan 92,515 dB değerine 220 mm'de ulaşmıştır.



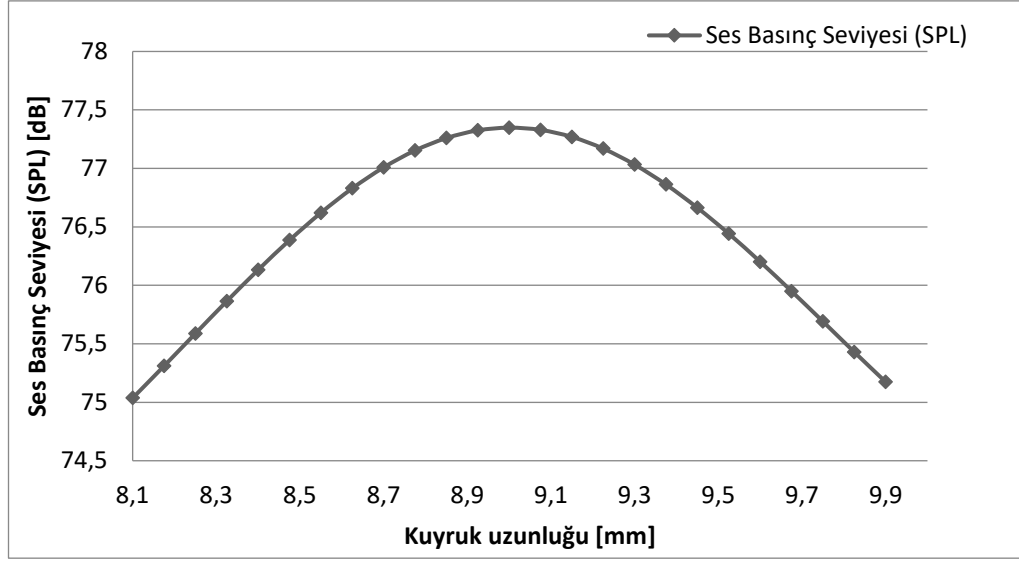
Şekil 3.19. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.19.'da hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Kuyruk açısı 44° olana kadar ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmış ve 45° 'de en yüksek ses basınç seviyesi 77,396 dB değerine ulaşmıştır. Daha sonra kuyruk açısı artmasına rağmen ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır.



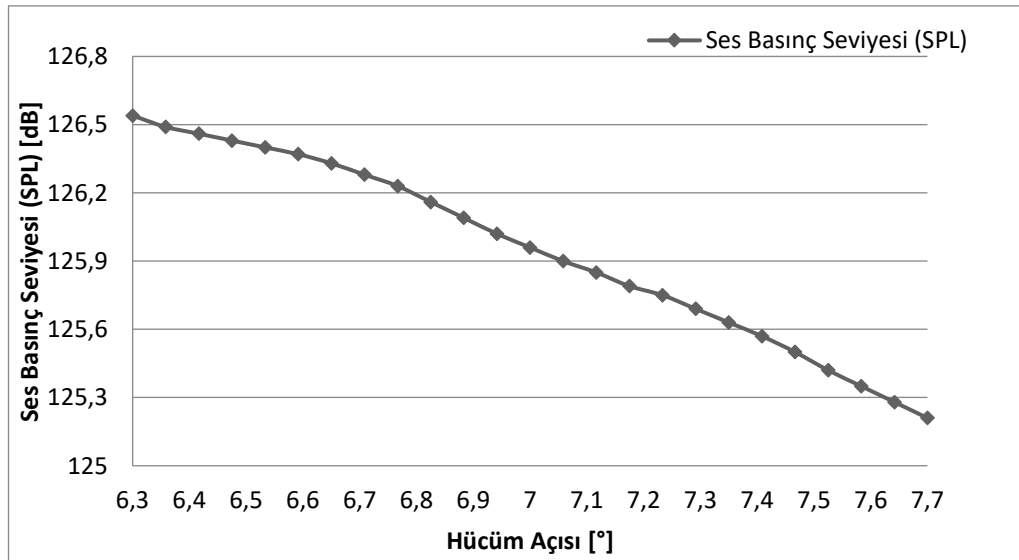
Şekil 3.20. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.20.'de hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki çap parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Çap 103 mm olana kadar ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmış, 115,03 mm'de en yüksek ses basınç seviyesi olan 77,402 db değerine ulaşmıştır. Daha sonra çap artmasına rağmen ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır.



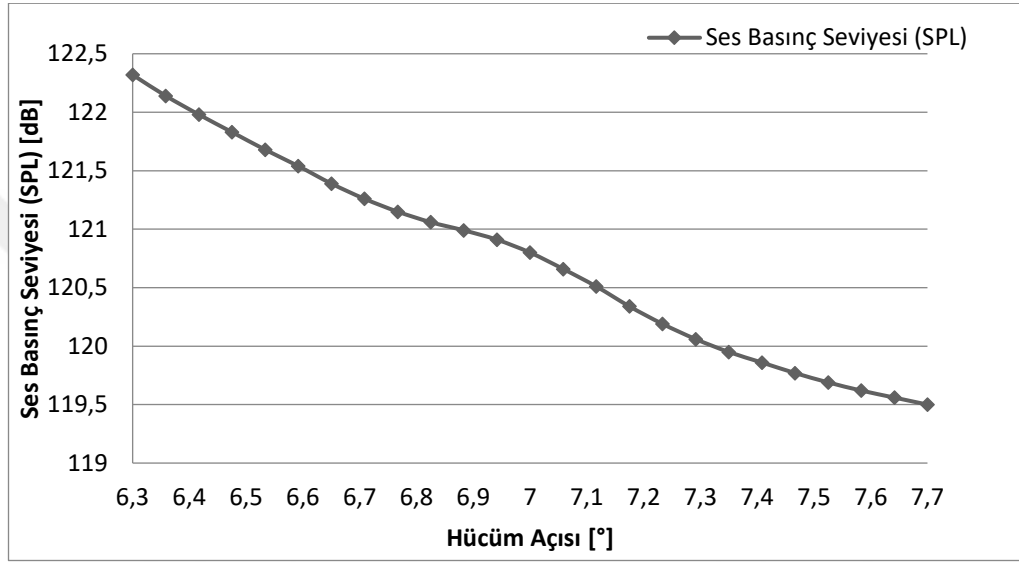
Şekil 3.21. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.21.'de hava çoğaltıcı fan çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin C bölgesindeki kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Kuyruk uzunluğu 8,8 mm olana kadar ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmış, 9 mm'de en yüksek ses basınç seviyesi olan 77,348 dB değerine ulaşmıştır. Daha sonra kuyruk uzunluğu artmasına rağmen ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır.



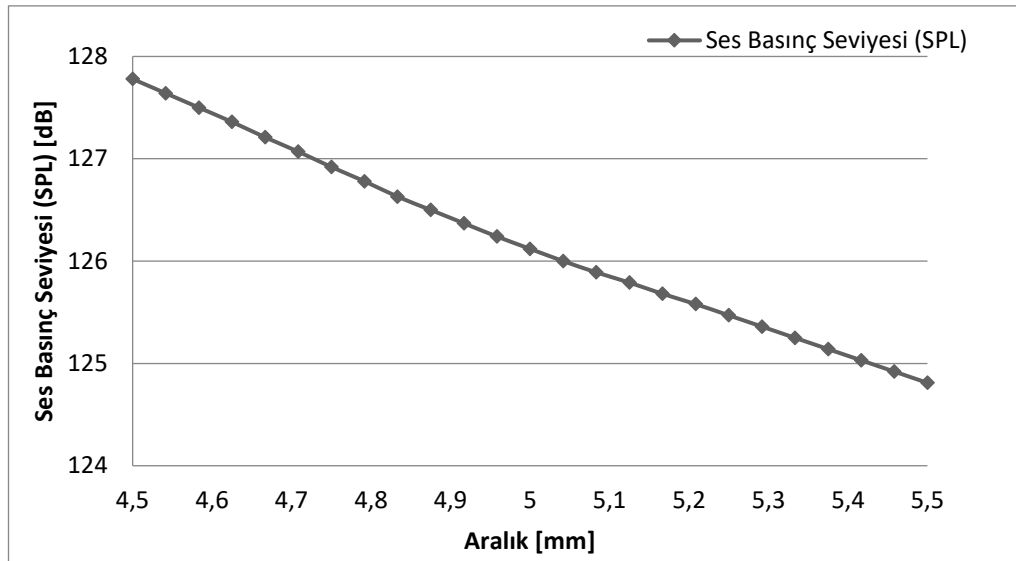
Şekil 3.22. Hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.22.'de hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi A bölgesindeki aralık çıkışında hücum açısı artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Hücum açısı $6,3^\circ$ olduğunda ses basınç seviyesi 126,54 dB, hücum açısı $7,7^\circ$ olduğunda ses basınç seviyesi 125,21dB'dir.



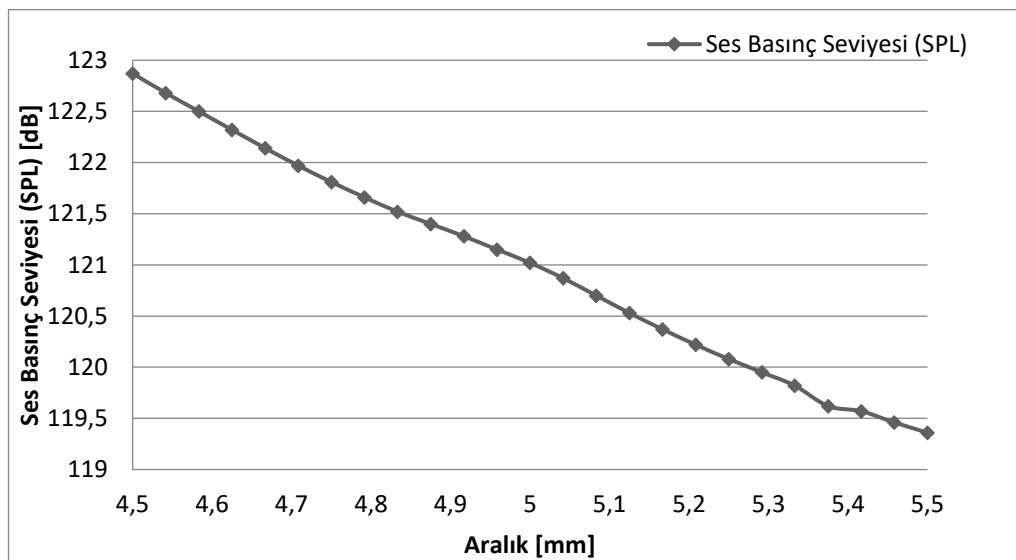
Şekil 3.23. Hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.23.'te hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometrinin hücum açısı parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi B bölgesindeki aralık çıkışında hücum açısı artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Hücum açısı $6,3^\circ$ olduğunda ses basınç seviyesi 122,32 dB, hücum açısı $7,7^\circ$ olduğunda ses basınç seviyesi 119,5 dB'dir. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi hücum açısı parametre değer değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir.



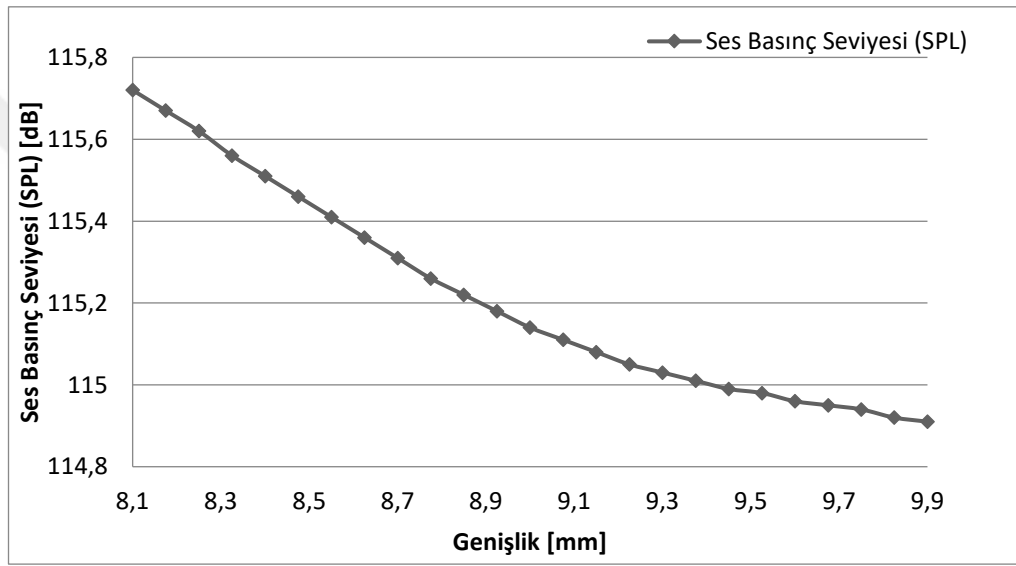
Şekil 3.24. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.24.'te hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre aralık parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi A bölgesindeki aralık çıkışında aralık parametresi artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Aralık 4,5 mm olduğunda ses basınç seviyesi 127,78 dB, aralık 5,5 mm olduğunda ses basınç seviyesi 124,81 dB'dir.



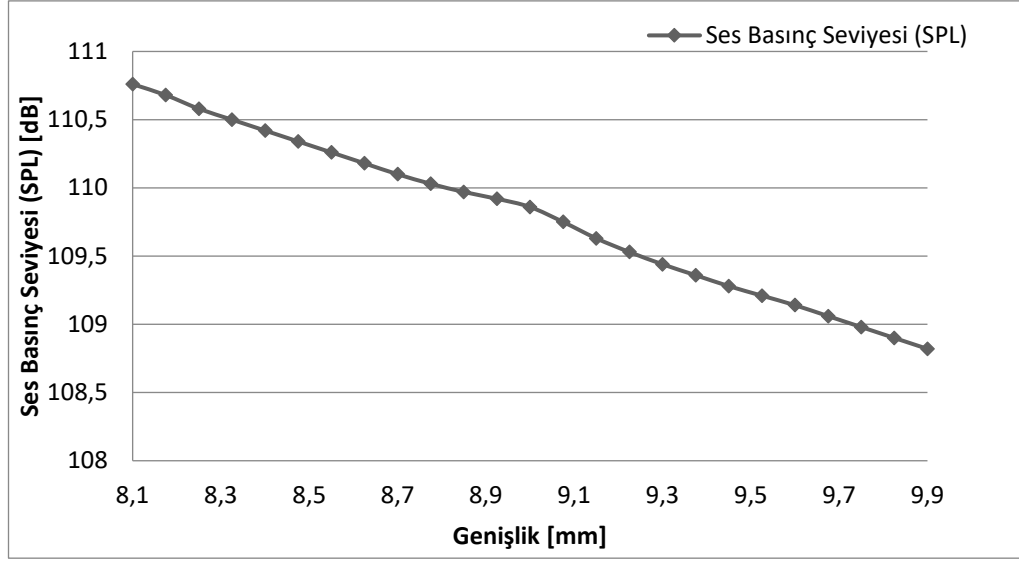
Şekil 3.25. Aralık parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.25.'te hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre aralık parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi B bölgesindeki aralık çıkışında aralık artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Aralık 4,5 mm olduğunda ses basınç seviyesi 122,87 dB, aralık 5,5 mm olduğunda ses basınç seviyesi 119,36 dB'dir. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi aralık parametre değeri değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir.



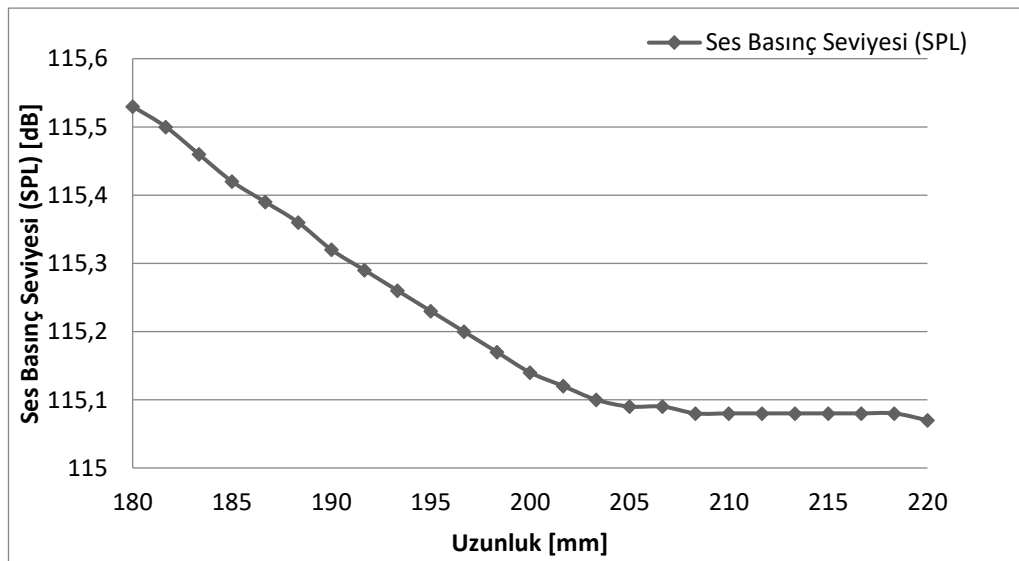
Şekil 3.26. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.26.'da hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre genişlik parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi A bölgedeki aralık çıkışında genişlik parametresi artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Genişlik 8,1 mm olduğunda ses basınç seviyesi 115,72 dB, genişlik 9,9 mm olduğunda ses basınç seviyesi 114,91 dB'dir.



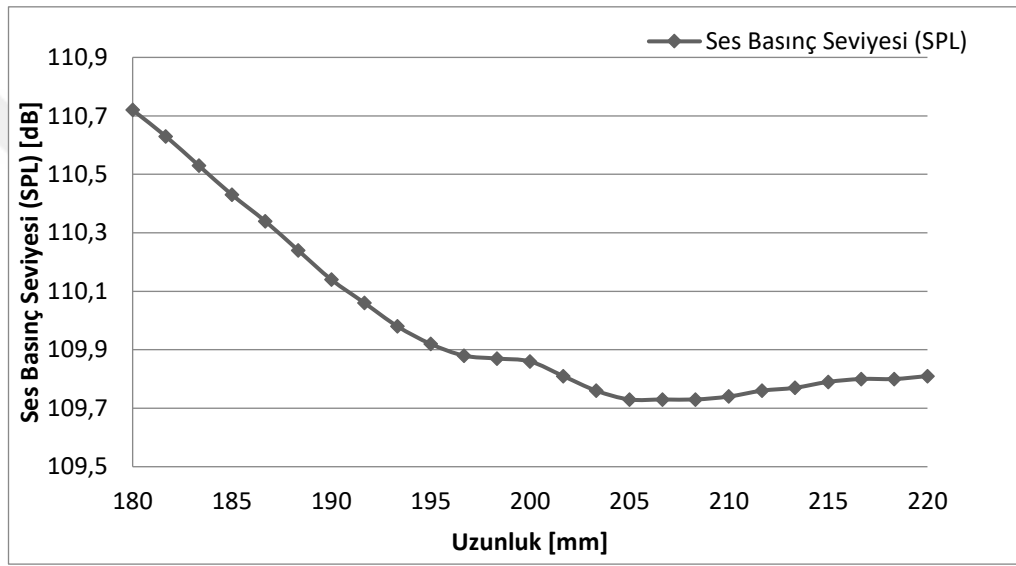
Şekil 3.27. Genişlik parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.27.'de hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre genişlik parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Ses basınç seviyesi B bölgesindeki aralık çıkışında genişlik artmasına rağmen doğrusal azalmıştır. Genişlik 8,1 mm olduğunda ses basınç seviyesi 110,76 dB, genişlik 9,9 mm olduğunda ses basınç seviyesi 108,82 dB'dir. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi genişlik parametre değer değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir.



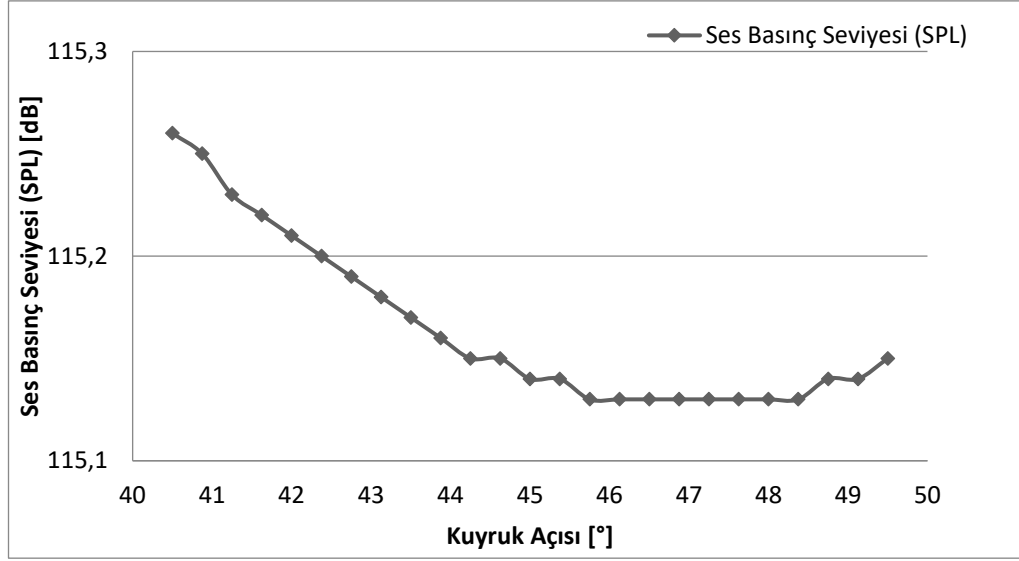
Şekil 3.28. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.28.'de hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. A bölgesindeki aralık çıkışında uzunluk parametresi 180 mm'den 200 mm arttığında ses basınç seviyesi doğrusal azalmış. Ses basınç seviyesi 115,53 dB'den 115,14 dB'e azalmıştır. 200 mm 'den 220 mm'ye doğru uzunluk artmasına rağmen ses basınç seviyesi sabit kalmıştır.



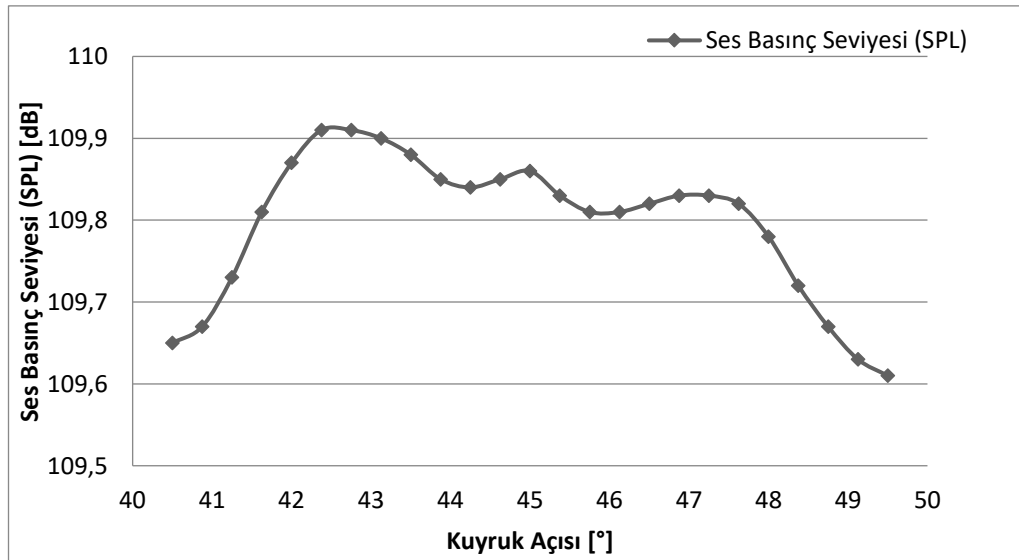
Şekil 3.29. Uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.29.'da hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre uzunluk parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. B bölgesindeki aralık çıkışında uzunluk 180 mm'den 195 mm'e doğru arttığında ses basınç seviyesi doğrusal azalmıştır. Ses basınç seviyesi 110,72 dB'den 109,92 dB'e azalmıştır. Daha sonra 220 mm'ye kadar ses basınç seviyesi sabit kalmıştır. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi uzunluk parametre değeri değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir.



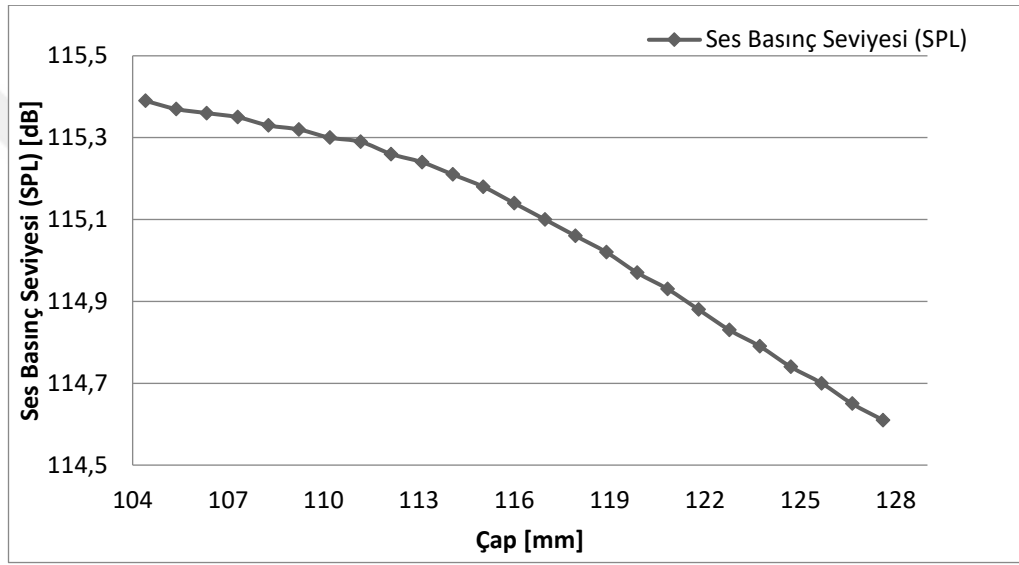
Şekil 3.30. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.30.'da hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. A bölgesindeki aralık çıkışında kuyruk açısı parametresi 44°'ye kadar ses basınç seviyesi doğrusal azalmıştır. Ses basınç seviyesi 115,26 dB'den 115,15 dB'e azalmıştır. 44°'den sonra kuyruk açısı artmasına rağmen ses basınç seviyesi sabit kalmıştır.



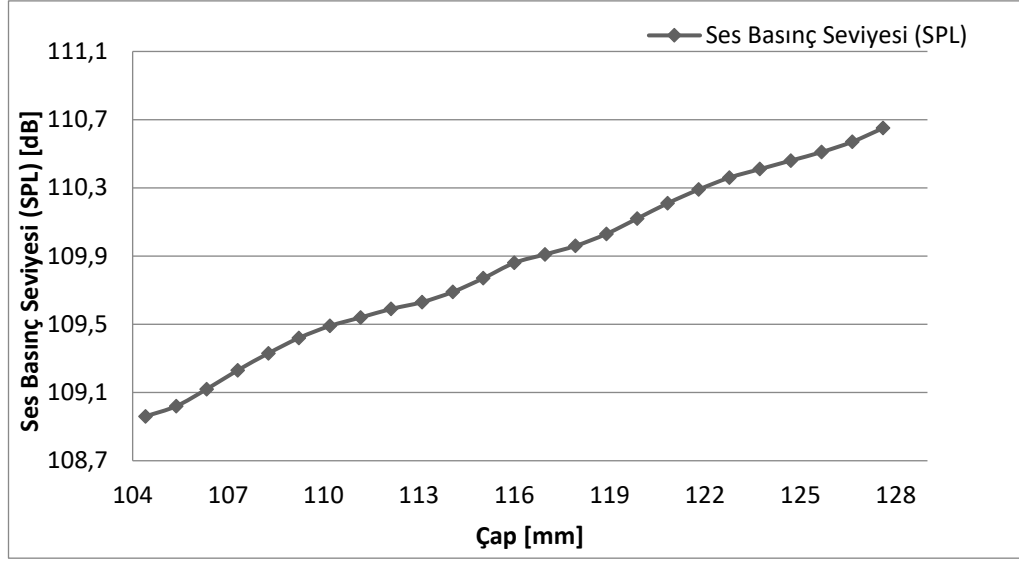
Şekil 3.31. Kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.31.'de hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre kuyruk açısı parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. B bölgesindeki aralık çıkışında kuyruk açısı 42,2°'ye kadar ses basınç seviyesi artmış, 48°'den sonra doğrusal olarak ses basınç seviyesi doğrusal olarak azalmıştır. En yüksek ses basınç seviyesi 43,125°'de 109,9 dB'dir. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi kuyruk açısı parametre değeri değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir.



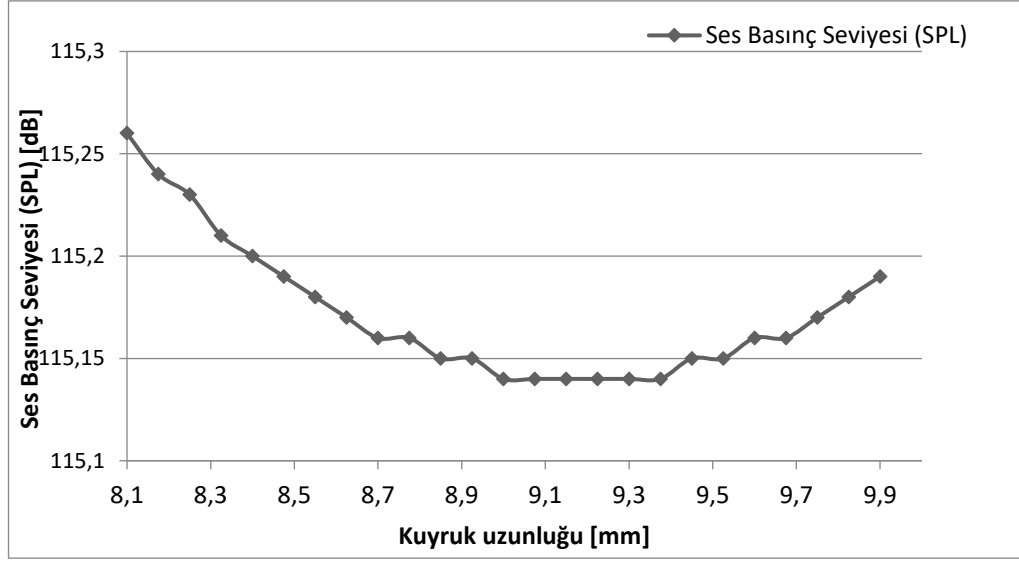
Şekil 3.32. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.32.'de hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre çap parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. A bölgesindeki aralık çıkışında çap parametresi değeri artmasına rağmen ses basınç seviyesi azalmıştır. Çap 104,4 mm olduğunda ses basınç seviyesi 115,39 dB, çap 127,6 mm olduğunda ses basınç seviyesi 114,61 dB'dir.



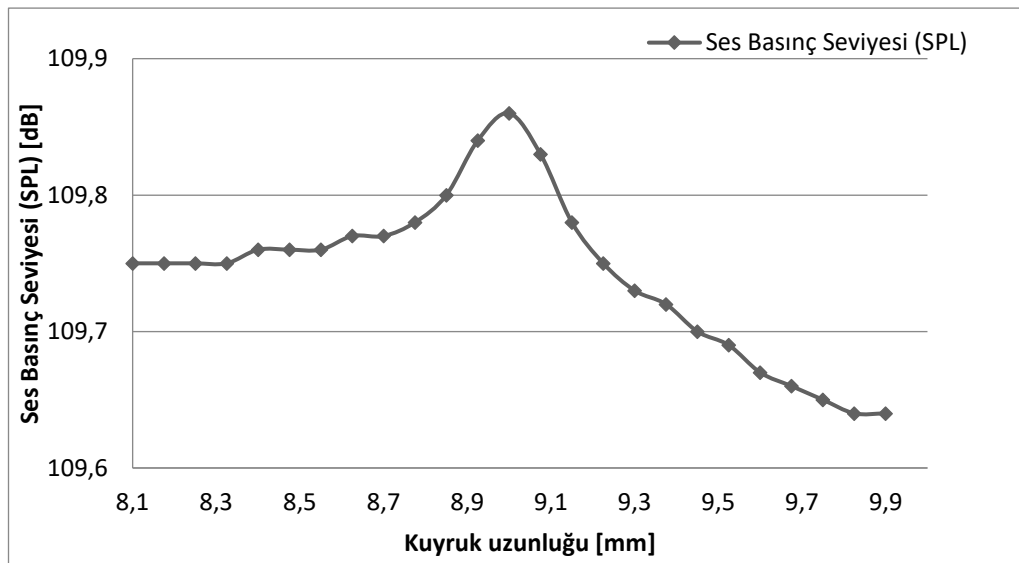
Şekil 3.33. Çap parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.33.'te hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre çap parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi çap parametre değeri değiştiğinde A bölgesinde daha yüksektir. Fakat B bölgesi koruyucu borunun çıkışı, airfoil kanat profilin girişi olan dar kesitli nozzle yapının olduğu bölgede olması nedeniyle çap değişiminden kaynaklı gürültü oluşumunda A bölgesine göre farklı bir tepki vermiştir. B bölgesindeki çap parametre değeri arttıkça ses basınç seviyesinde doğru orantılı olarak artmıştır. Çap 104,4 mm olduğunda ses basınç seviyesi 108,96 dB, çap 127,6 mm olduğunda ses basınç seviyesi 110,65 dB'dir.



Şekil 3.34. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.34.'te hava çoğaltıcı fanın A bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. A bölgesindeki aralık çıkışında kuyruk uzunluğu parametresi değeri 8,9 mm'ye kadar ses basınç seviyesi azalmıştır. Ses basınç seviyesi 115,26 dB'den 115,14 dB'e azalmıştır. Daha sonra kuyruk uzunluğu 9,5 mm değerine kadar ses basınç seviyesi sabit kalmıştır. Daha sonra kuyruk uzunluğu artarken ses basınç seviyesi doğrusal olarak artmıştır ve 115,19 dB olmuştur.



Şekil 3.35. Kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.35.'te hava çoğaltıcı fanın B bölgesindeki aralık çıkışında en yüksek debi ve en az gürültü yapan geometri değerine göre kuyruk uzunluğu parametresinin ses basınç seviyesine olan etkisi gösterilmiştir. Diğer parametreler Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Hava çoğaltıcı fanın B bölgesinde kuyruk uzunluğu parametre değeri artarken ses basınç seviyesi artmış ve daha sonra doğrusal olarak azalmıştır. Hava çoğaltıcı fanın A ve B bölgesindeki ses basınç seviyesi kuyruk uzunluğu parametre değeri değiştiğinde B bölgesinde daha yüksektir.

Tablo 3.6. Optimizasyon sonucuna göre en yüksek debi oranını veren geometri parametre değerleri

	Parametre-1	Parametre-2	Parametre-3
Hücum Açısı [°]	0,053646	0,038214	0,0082468
Genişlik [mm]	8,1631	8,2223	8,0309
Kuyruk Uzunluğu [mm]	14,848	14,984	14,953
Uzunluk [mm]	217,82	219,56	218,84
Aralık [mm]	2,0008	2,0479	2,0069
Çap [mm]	129,98	129,8	125,71
Kuyruk Açısı [°]	32,596	32,269	34,271
Debi oranı	10,88	10,875	10,854

Tablo 3.6.'da 7 parametre için Response Surface Optimizasyon modulünde yapılan çözüm sonucunda maksimum debiyi veren değerler gösterilmiştir. En yüksek debi oranı yaklaşık 11'dir.

Tablo 3.7. Optimizasyon sonucuna göre en yüksek debi oranını ve en az gürültü yapan geometri parametre değerleri

	Parametre-1	Parametre-2	Parametre-3
Hücum Açısı [°]	7,6962	7,6769	7,6848
Genişlik [mm]	9,8193	9,8678	9,8968
Kuyruk Uzunluğu [mm]	9,3284	9,3161	9,5405
Uzunluk [mm]	201,74	199,12	199,14
Aralık [mm]	5,4976	5,4898	5,4972
Çap [mm]	115,21	115,93	112,73
Kuyruk Açısı [°]	42,801	42,984	42,396
Debi oranı	4,437	4,4831	4,5213
Ses Basınç Seviyesi [dB]	84,568	84,545	84,52

Tablo 3.7.'de 7 parametre için Response Surface Optimizasyon modulünde yapılan çözüm sonucunda belirlenen hava çoğaltıcı fan C bölgesindeki (Şekil 3.7.) maksimum çıkış debisinin giriş debisine oranını ve en az ses basınç seviyesi değerlerini veren geometrik parametre sonuçlar gösterilmiştir. Debi oranı yaklaşık 4,5 kat artmış ve ses basınç seviyesi yaklaşık 84,5 dB'dir.

Yapılan hesaplama sonucu incelendiğinde aralık parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, hücum açısı parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, genişlik parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, uzunluk parametre değeri arttıkça belirli bir değere kadar gürültü azalmakta daha sonra sabit bir değere değere sahip olmakta, kuyruk açısı parametre değeri 45°'ye kadar gürültü azalmakta daha sonra artış göstermekte, çap parametresi arttıkça gürültü parabolik olarak azalmakta, kuyruk uzunluğu parametresi 9 mm'ye kadar gürültü azalmakta ve daha sonra artış göstermektedir.

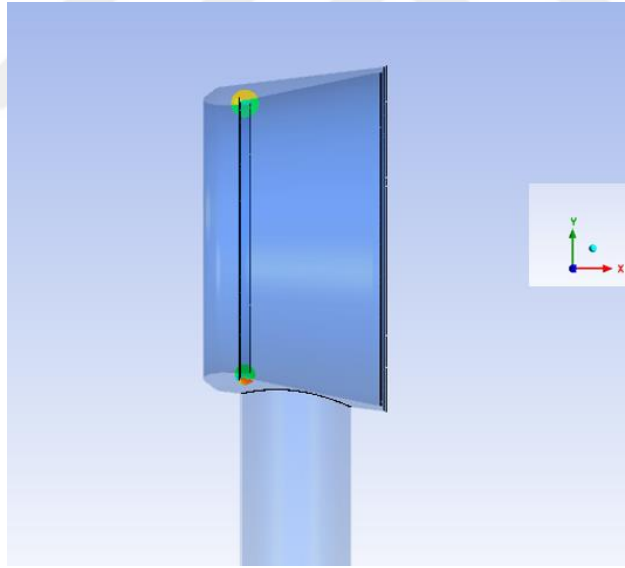
3.3.1. Ses basınç seviyesinin k- ω metodu ile hesaplanması

En yüksek debi oranına karşı en az ses üreten geometri için sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. k- ω metodu sınır duvar tabaka hesaplamalarında daha hassas sonuçlar elde edilmektedir. Ancak akustik basınç değişiminin hesaplamalarında k- ω metodu tonal gürültü hesaplaması yapmak için daha uygundur. Çünkü k- ω türbülans modelinde türbülans modellenerek çözülmektedir. Geometri ANSYS-Fluent'de k- ω

metodu, FW-H akustik analogisi yaklaşımı veri girdisi ile zamana bağlı akış alanı hava çoğaltıcı fan yüzeyi üzerindeki basınç dağılımı hesaplanmıştır. İnsan kulağının duyabileceği en düşük ses basıncı referans ses basıncı (p_{ref}) ($2 \times 10^{-5} Pa$) olarak tanımlanmıştır. Bu değerin altındaki basınç değerine sahip sesler insan kulağı tarafından duyulmamaktadır. Gösterge basıncı $0 Pa$, ortam çalışma basıncı $101325 Pa$ 'dır. Hava giriş hızı (Denklem 3.8)'e göre hesaplanmıştır. Ses basıncı bir noktadaki basınç dalgalanmasıdır. Anlık ses basıncının toplam basınç içerisindeki zamana bağlı [12] şekli ANSYS-Fluent modulünde ses basınç seviyesi Custom Field Function Calculator kullanılarak (Denklem 3.9) ile hesaplanmıştır.

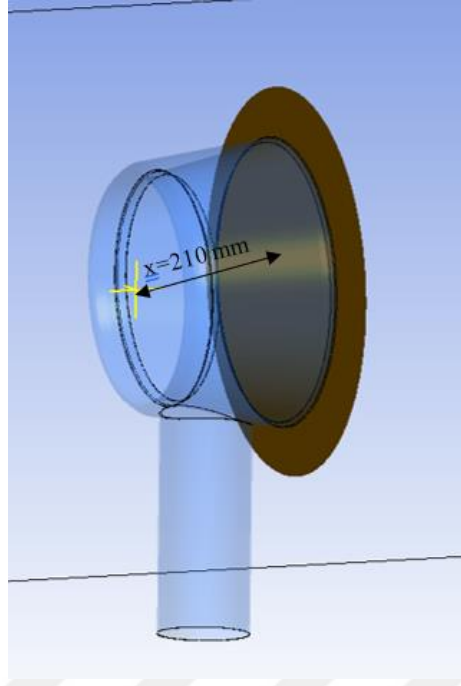
$$p_{top}(t) = p(t) + p_{statik}(t) \quad (3.9)$$

Gösterge basıncı $0 Pa$ olduğu için statik basınçtaki değişim aynı zamanda hava çoğaltıcı fan yüzeyi üzerindeki basınç dağılımını ifade etmektedir.

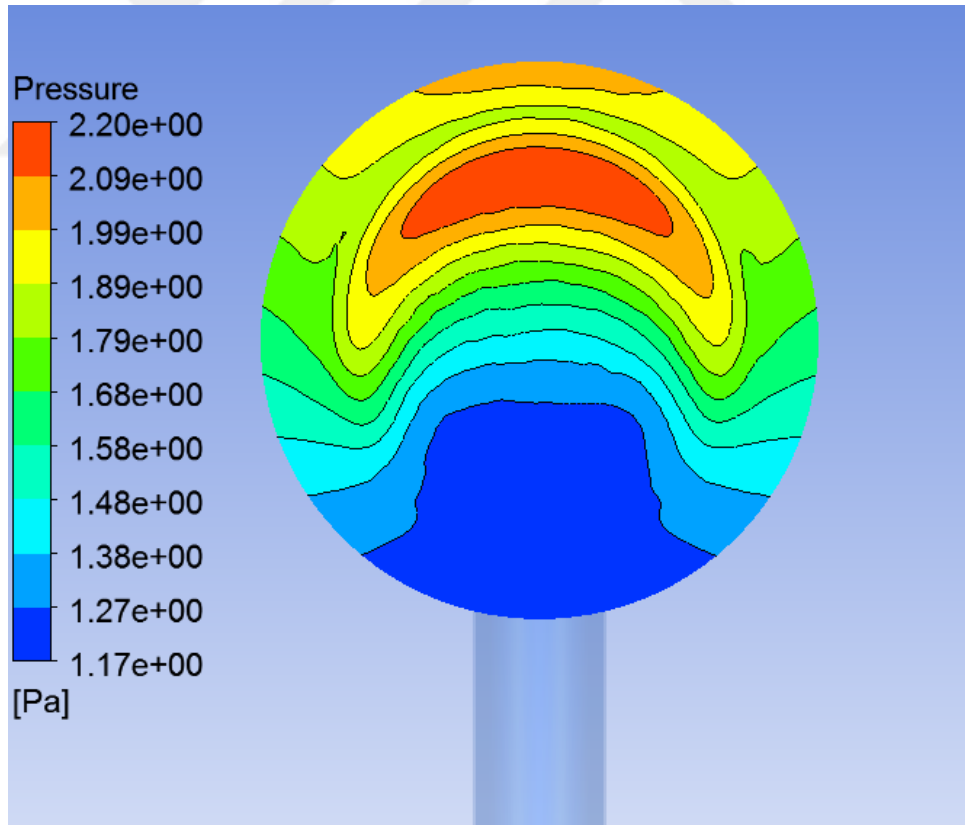


Şekil 3.36. Hava çoğaltıcı fan xyz düzlem gösterimi

Şekil 3.36'da hava çoğaltıcı fanın xyz düzlemleri gösterilmiştir.



Şekil 3.37. yz düzlemi, x=210 mm gösterimi



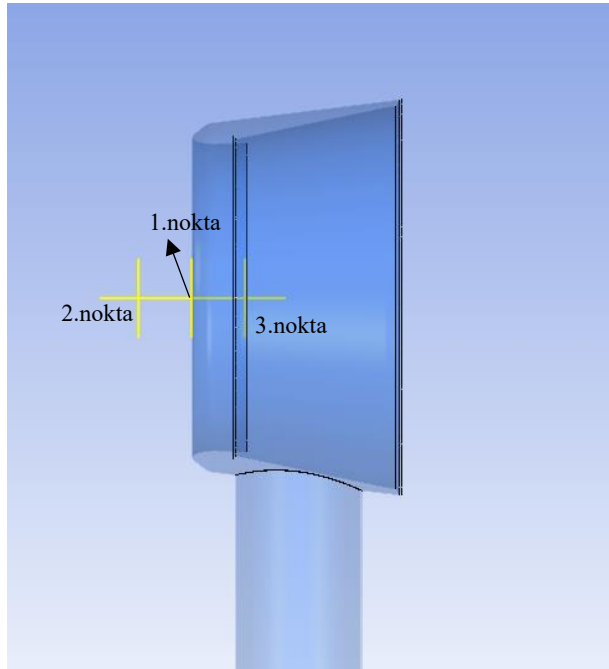
Şekil 3.38. yz yüzeyindeki basınç dağılımı

Şekil 3.37.'de yz düzlemi $x=210$ mm konumu gösterilmiştir. Şekil 3.38.'de $x=210$ mm, yz yüzeyindeki basınç dağılımı gösterilmiştir. Hava çoğaltıcı fanın üst kısmında basınç değeri alt kısma göre daha fazladır. Bu nedenle fanın üst kısmında ses basınç seviyesi daha yüksektir.

Basınç dağılım sonuçları inceleyebilmek için geometri üzerinde referans mikrofonlar yerleştirilmiştir. Tablo 3.8.'de mikrofonların bulunduğu noktalar gösterilmiştir.

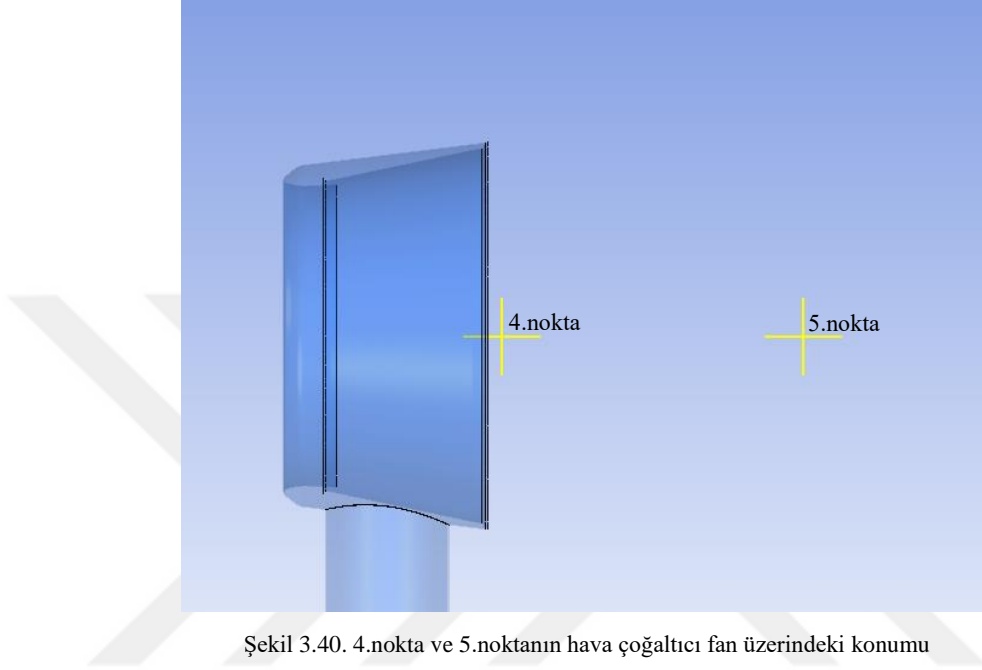
Tablo 3.8. Mikrofon noktaları

Noktalar	x	y	z
1.nokta [mm]	0	0	0
2.nokta [mm]	-50	0	0
3.nokta [mm]	50	0	0
4.nokta [mm]	210	0	0
5.nokta [mm]	500	0	0
6.nokta [mm]	45	146	0
7.nokta [mm]	45	-146	0
8.nokta [mm]	100	146	0
9.nokta [mm]	100	-146	0

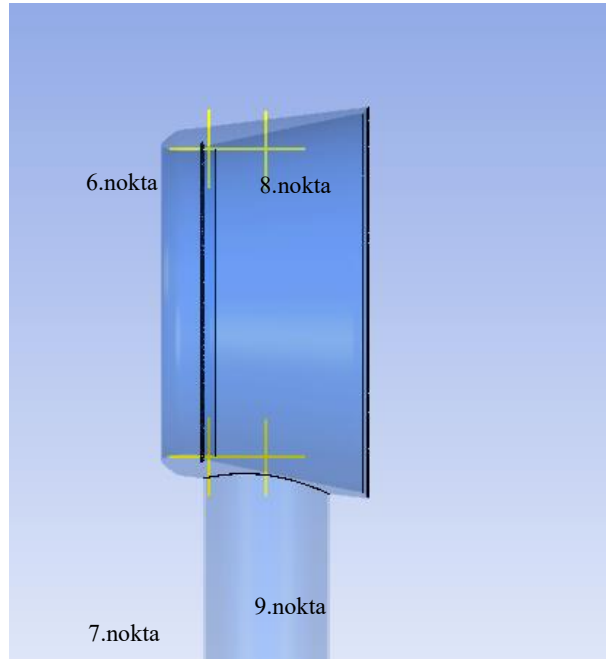


Şekil 3.39. 1.nokta, 2.nokta ve 3.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu

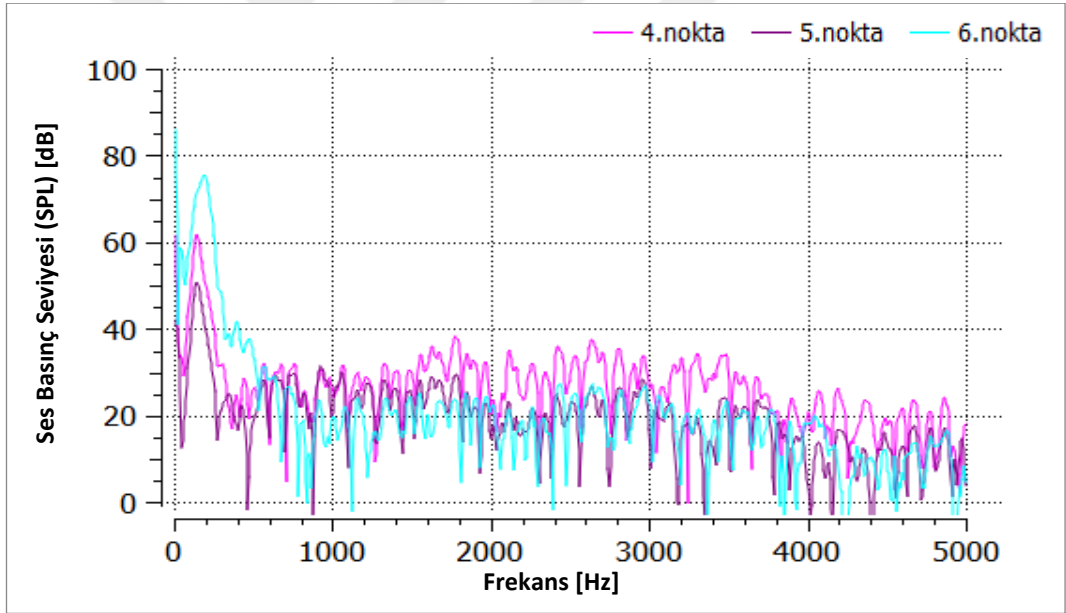
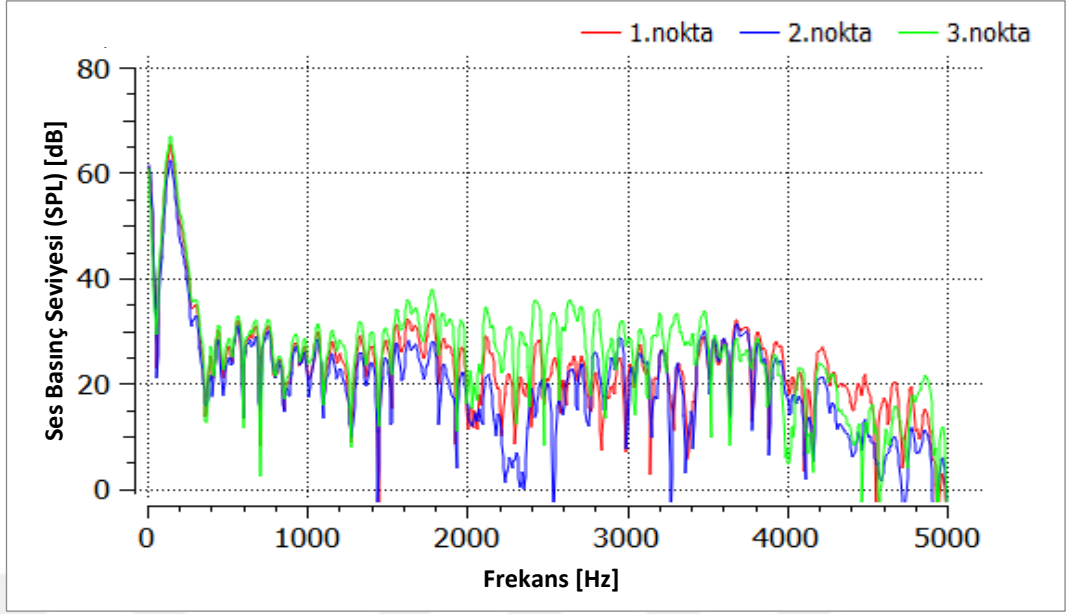
Şekil 3.39.'da 1.nokta, 2.nokta ve 3. Nokta, Şekil 3.40.'ta 4.nokta ve 5.nokta, Şekil 3.41.'de 6.nokta, 7.nokta, 8.nokta ve 9.noktanın hava çoğaltıcı fan geometri üzerindeki konumları gösterilmiştir.

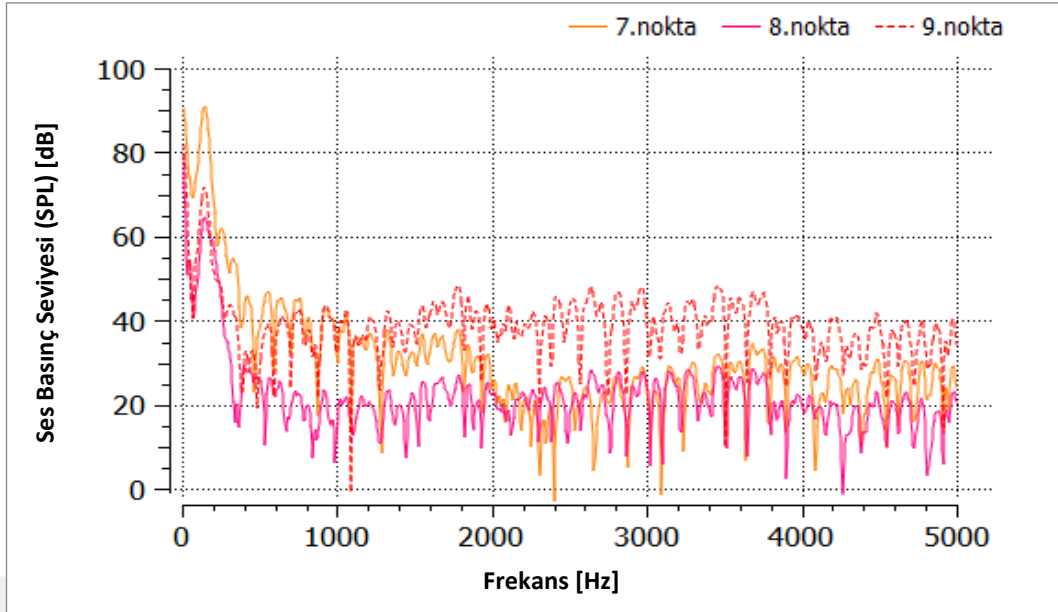


Şekil 3.40. 4.nokta ve 5.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu



Şekil 3.41. 6.nokta, 7.nokta, 8.nokta ve 9.noktanın hava çoğaltıcı fan üzerindeki konumu



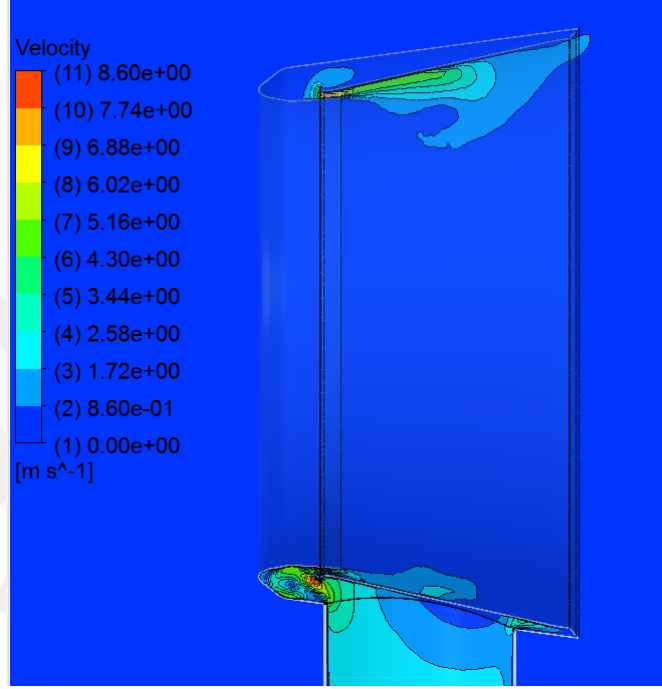


Şekil 3.44. 7.nokta, 8.nokta ve 9.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.42., Şekil 3.43. ve Şekil 3.44.'te referans noktalarındaki mikrofonlardan elde edilen değerler gösterilmiştir. Referans ses basıncına göre 1.noktada ses basınç seviyesi 97.0652 dB, 2.noktada genel ses basınç seviyesi 94.8645 dB, 3.noktada genel ses basınç seviyesi 98.5056 dB, 4.noktada genel ses basınç seviyesi 95.8302 dB, 5.noktada genel ses basınç seviyesi 90.8664 dB, 6.noktada genel ses basınç seviyesi 110.975 dB, 7.noktada genel ses basınç seviyesi 120.665 dB, 8.noktada genel ses basınç seviyesi 97.3265 dB, 9.noktada genel ses basınç seviyesi 105.983 dB olarak hesaplanmıştır.

6.nokta ve 7.noktaları airfoil kesit profil çıkışlarının olduğu noktalardır. Bu bölgelerde hava hızı artmış basınç düşmüştür (Şekil 3.45.). Alçak basınç bölgesi oluşmuştur. Profil etrafındaki hava alçak basınç bölgesine doğru hareket etmiştir. Bu bölgede girdaplar oluşmuştur. Bu nedenle yüksek frekans değerleri için gürültü artmıştır. Uzak noktalara yerleştirilen 4.nokta ve 5.noktadaki mikrofonlarda gürültü seviyesi 6.nokta ve 7.noktadaki gürültü seviyesinden yaklaşık 30 dB'lik bir azalma göstermiştir. En düşük gürültü seviyesi 5.noktada 90.8664 dB olarak hesaplanmıştır. Hava çoğaltıcı fanın x'de 50 mm daha geride bulunan 2.noktada ölçülen değer fanın başlangıç noktası olan 1.noktadan daha düşük gürültü değerine sahiptir. 8.nokta ve 9.noktadaki mikrofonlarda Şekil 3.45.'te görüldüğü gibi hız 6.nokta ve 7.noktaya göre düşük bir

değere sahiptir. Bu nedenle gürültü seviyesi yaklaşık 10 dB azalmıştır. Yüksek frekans değerlerinde ses basınç seviyesi verilerinde görülen hızlı değişimleri basınç düşüşlerinin ve artışlarının olduğu girdap bölgelerinin etkisine bağlıdır. Girdap, akış alanındaki yüksek enerjiyi temsil ettiğinden yüksek frekanslardaki değişim girdaplara bağlı gürültü seviyesi artmıştır.



Şekil 3.45. Hız dağılımı

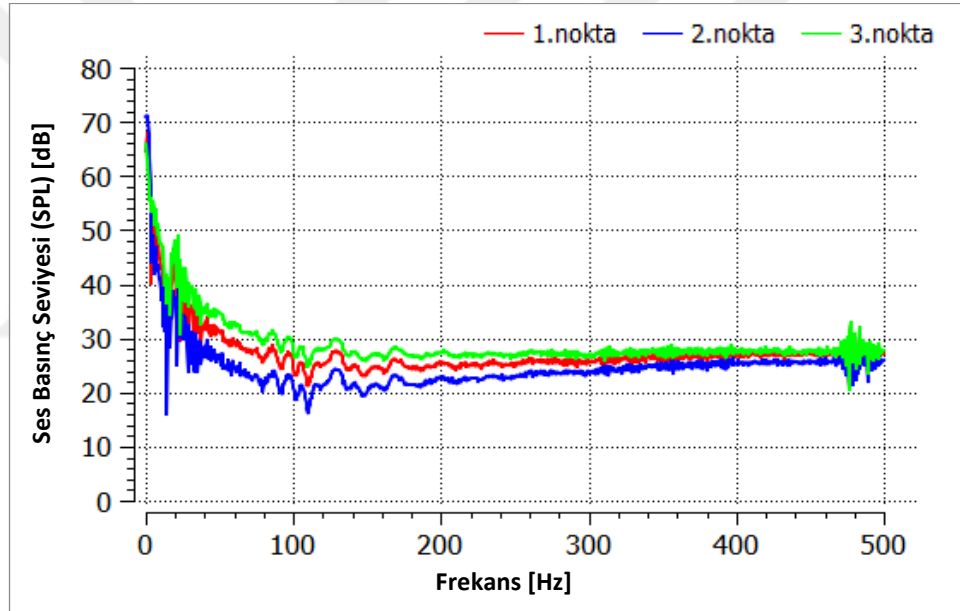
Ortamda hissedilen gürültü seviyesi yaklaşık 101 dB'dir. İnsan kulağı 85 dB ve üzeri gürültü değerlerine sahip bir ortamda zarar görmektedir. Hesaplama sonucuna göre bu geometriye sahip bir hava soğutucu fan kullanmak sağlık açısından uygun değildir. Daha hassas çözüm elde edebilmek için LES metodu kullanılarak hesaplama yapılmıştır.

3.3.2. Ses basınç seviyesinin LES metodu ile hesaplanması

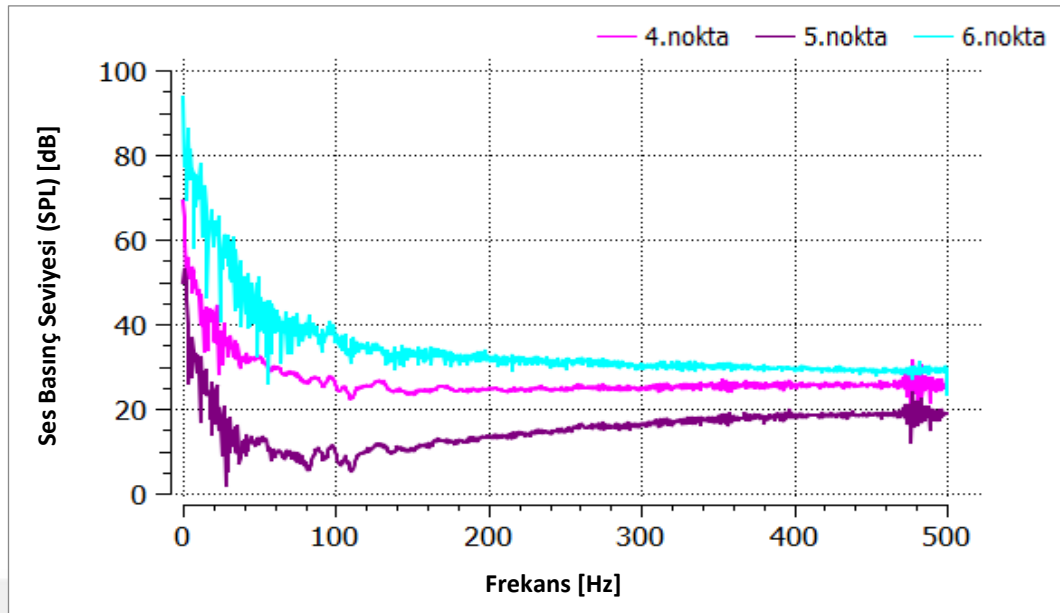
En yüksek debi oranına karşı en az ses üreten geometri için sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde $k-\omega$ türbülans modeli yerine LES gibi doğrudan çözüm yöntemini kullanmak daha doğru çözümler elde etmemizi sağlar [12]. LES gibi modellemeler ile akış içerisindeki büyük ölçekli girdap yapıları

ilave modeller (WALE Subgrid Scale, Smagorinsky Subgrid Scale modelleri gibi) yardımıyla çözümlenerek türbülans davranışı %90 oranında doğrudan matematiksel olarak çözülebilmektedir [12]. Geometri ANSYS-Fluent’de Büyük Girdap Benzeşimi (LES) metodu, FW-H akustik analojisi yaklaşımı veri girdisi ile zamana bağlı akış alanı hava çoğaltıcı fan yüzeyi üzerindeki basınç dağılımı hesaplanmıştır. Gösterge basıncı $0 Pa$, ortam çalışma basıncı $101325 Pa$ ’dır. Hava giriş hızı (Denklem 3.8)’e göre hesaplanmıştır.

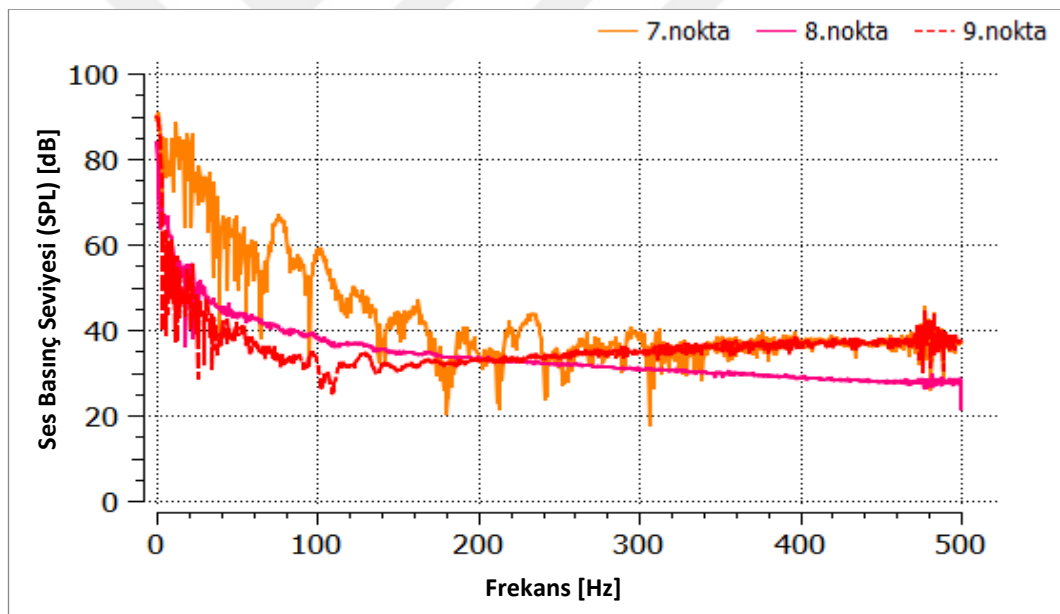
Basınç dağılım sonuçları hesaplamak için Tablo 3.4.’deki noktalar referans kabul edilmiştir.



Şekil 3.46. 1.nokta, 2.nokta ve 3.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi



Şekil 3.47. 4.nokta, 5.nokta ve 6.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi



Şekil 3.48. 7.nokta, 8.nokta ve 9.nokta için frekansın ses basınç seviyesine etkisi

Şekil 3.46., Şekil 3.47. ve Şekil 3.48.'de referans noktalarındaki miktafonlardan elde edilen değerler gösterilmiştir. Referans ses basıncına göre 1.noktada ses basınç seviyesi 70.0407 dB, 2.noktada genel ses basınç seviyesi 66.8981 dB, 3.noktada genel ses basınç seviyesi 72.7266 dB, 4.noktada genel ses basınç seviyesi 71.6433 dB, 5.noktada genel ses basınç seviyesi 57.5603 dB, 6.noktada genel ses basınç seviyesi 93.3802 dB, 7.noktada genel ses basınç seviyesi 98.2635 dB, 8.noktada genel ses

basınç seviyesi 84.2446 dB, 9.noktada genel ses basınç seviyesi 81.2667 dB olarak hesaplanmıştır.

6.nokta ve 7.noktalarında yüksek frekans değerleri için gürültü artmıştır. En yüksek ses basınç seviyesi bu noktalarda hesaplanmıştır. Uzak noktalara yerleştirilen 4.nokta ve 5.noktadaki mikrofonlarda gürültü seviyesi 6.nokta ve 7.noktadaki gürültü seviyesinden yaklaşık 30 dB'lik bir azalma göstermiştir. En düşük gürültü seviyesi 5.noktada 57.5603 dB olarak hesaplanmıştır. Hava çoğaltıcı fanın x'de 50 mm daha geride bulunan 2.noktada ölçülen değer fanın bağlantı noktası olan 1.noktadan daha düşük gürültü değerine sahiptir. 8.nokta ve 9.noktadaki mikrofonlarda 6.nokta ve 7.noktaya göre daha düşük bir değere sahiptir. Gürültü seviyesi yaklaşık 13 dB azalmıştır.

6.nokta ve 7. noktada k- ω ile hesaplamalardan elde edilen sonuçlar LES ile hesaplanan değerlere göre 22 dB daha az ses basınç seviyesi ölçülmüştür. 1.nokta ve 2.noktada k- ω ile hesaplamalardan elde edilen sonuçlar LES ile hesaplanan değerlere göre 28 dB daha az ses basınç seviyesi ölçülmüştür. k- ω türbülans modeli ile çözüm ve LES ile çözümde de en düşük ses basınç seviyesi 5.noktada hesaplanmıştır. LES ile hesaplamadan elde edilen sonuçlar k- ω ile ölçülen gürültü değerinden 33 dB daha düşüktür. 4.nokta ve 5.nokta hava çoğaltıcı fanın dışında iki noktadır. 4.noktadan ölçülen değer k- ω ile LES ile hesaplama arasındaki gürültü farkı 24 dB'dir. 5.noktadan ölçülen değer k- ω ile LES ile hesaplama arasındaki gürültü farkı 33 dB'dir. 3.nokta hava çoğaltıcı fanın aralık çıkışının merkezindeki bir noktayı ifade etmektedir. 3.noktadan ölçülen değer k- ω ile LES ile hesaplama arasındaki gürültü farkı 26 dB'dir.

LES metodu ile elde edilen sonuçlar, k- ω türbülans modeli ile hesaplanan sonuçlara göre daha hassastır. Ancak çözüm süresi daha uzundur. k- ω metodu türbülansı modelleyerek çözerken, LES doğrudan çözüm yapmıştır. Bu nedenle LES metodu kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu Dyson şirketi tarafından açıklanan sonuçlara daha yakındır.

LES metodu ile yapılan çözümde ses seviyesi yaklaşık 77 dB'dir. İnsan kulağının işitebileceği ses seviyesine sahiptir.



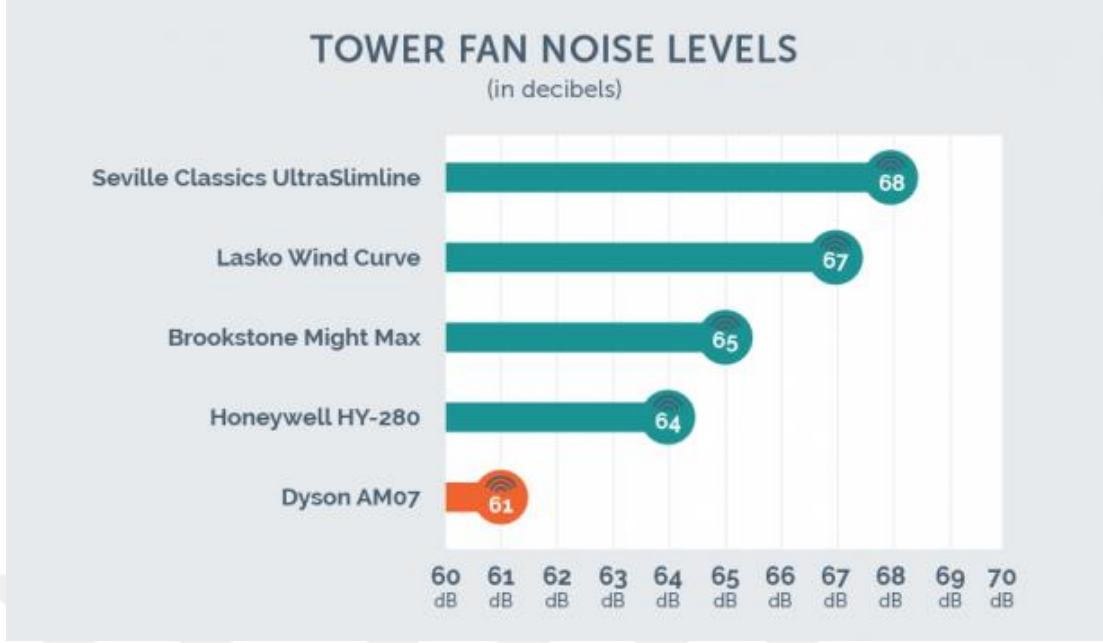
BÖLÜM 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada ANSYS-Fluent modülü kullanılarak 7 farklı parametreye göre NACA 0012 airfoil kesit profili kullanılarak oluşturulan geometrinin optimizasyonu yapılmış ve çıkış debisinin giriş debisine oranının yaklaşık 11 kat artıran bir geometri elde edilmiştir. Aynı zamanda çıkış debisinin giriş debisine oranının en yüksek ve en az gürültü oluşturan geometri seçilmiştir.

Çıkış debisinin giriş debisine oranının en yüksek ve en az gürültü oluşturan geometrinin debi oranı yaklaşık 4,5 kat olan geometridir.

Yapılan hesaplama sonucu incelendiğinde aralık parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, hücum açısı parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, genişlik parametre değeri arttıkça gürültü azalmakta, uzunluk parametre değeri arttıkça belirli bir değere kadar gürültü azalmakta daha sonra sabit bir değere değere sahip olmakta, kuyruk açısı parametre değeri 45°'ye kadar gürültü azalmakta daha sonra artış göstermekte, çap parametresi arttıkça gürültü parabolik olarak azalmakta, kuyruk uzunluğu parametresi 9 mm'ye kadar gürültü azalmakta ve daha sonra artış göstermektedir.

Elde edilen geometri $k-\omega$ ve LES metodu kullanılarak zamana bağlı olarak basınç dağılımı hesaplanmıştır. 9 farklı mikrofon (gözlem) noktaları belirlenmiş ve hesaplama sonuçları incelenmiştir. LES metodu ile yapılan çözüm daha hassas ve Dyson şirketinin açıkladığı sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilmiştir. LES metodu ile elde edilen sonuçlar seçilen geometrinin kullanılabilir olduğunu göstermiştir.



Şekil 4.1. Dyson şirketi gürültü seviyesi [6]

Şekil 4.1.'de Dyson internet sitesinden alınan gürültü seviyesi gösterilmiştir. LES metodu ile yapılan hesaplamada ortalama olarak geometrinin oluşturduğu gürültü seviyesi yaklaşık 77 dB olarak hesaplanmıştır. Dyson şirketi tarafından hava çoğaltıcı fanın kesit profili ve diğer geometrik veriler açıklanmamıştır. Aradaki gürültü seviye farkı bu verilerin ve hesaplama koşullarının bilinmemesinden kaynaklanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Çerçil, C., Bilgisayar Destekli Merkezkaç Vantilatör Tasarımı. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [2] Dilmaç, E., NACA 4415 Rüzgar Türbini Kanat Profilinde Firar Kenarı Etkisinde İncelenmesi. Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Fakültesi, Makine Mühendisliği, 2019.
- [3] Bulgurcu, H. Ders notları.
- [4] Engin, T.Cimbal, J. 2012. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, 1. Baskı, Güven Bilimsel Yayınevi, sayfa 282-400.
- [5] Dinç, M., Bilgisayar Destekli Frekans Analizi ile Fan Kanatları Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2016.
- [6] Dyson web sitesi.
- [7] Fernandez, P. 2013. Dyson's air multiplier with STAR-CCM+.
- [8] Strickland, J., Chandler, N. 2014. How the Dyson Bladeless Fan work.
- [9] Mansson, C. L, Traberg-Larsen, S. H., Flow Characteristics of the Dyson Air Multiplier, 2014.
- [10] Li, A., Characterization of Aerodynamic and Aeroacoustic Performance of Bladeless Fan, Purdue University, Submitted to the Faculty, Master Degree, 2019.
- [11] ANSYS, Inc., Lecture 01: Introduction, ANSYS CFD Aeroacoustics, 2017.

- [12] İter, Y. K., İki Boyutlu Cisimler Etrafındaki Akım Gürültüsünün İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2014.
- [13] ANSYS, Inc, Fluent 6.1, Acoustics Module Manuel, 2018.
- [14] Bleier, F. P., Fan Handbook: Selection, Application and Desing, 1998.
- [15] Zafer, B., Cosgun, F., Zamana Bağlı Sıkıştırılmaz Kavite Akışın Aeroakustik Analizi, 2016.



ÖZGEÇMİŞ

Firdevs Yedekçioğlu, 14.04.1993'te Çorum'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladı. 2011 yılında Ege Lisesi'nden mezun oldu. 2011 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2015 yılında bitirdi. 2016 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı.