

**AMONYAKLI SOĞUTMA TÜNELLERİNİN EVAPORATÖR FANLARINDA
MEYDANA GELEN SES GÜRÜLTÜSÜNÜN AZALTILMASI**

Serhat EKİM

Yüksek Lisans Tezi

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR**

2019

T.C.

TEKİRDAĞ NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**AMONYAKLI SOĞUTMA TÜNELLERİNİN EVAPORATÖR
FANLARINDA MEYDANA GELEN SES GÜRÜLTÜSÜNÜN
AZALTILMASI**

Serhat EKİM

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR

TEKİRDAĞ-2019

Her hakkı saklıdır

Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR danışmanlığında, Serhat EKİM tarafından hazırlanan “Amonyaklı Soğutma Tünellerinin Evaporatör Fanlarında Meydana Gelen Ses Gürültüsünün Azaltılması” başlıklı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak oy birliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı :

İmza:

Üye : Ünvan Ad SOYAD

İmza:

Üye : Ünvan Ad SOYAD

İmza:

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Doç. Dr. Bahar UYMAZ

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

AMONYAKLI SOĞUTMA TÜNELLERİNİN EVAPORATÖR FANLARINDA MEYDANA GELEN SES GÜRÜLTÜSÜNÜN AZALTILMASI

Serhat EKİM

Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR

Bu çalışmada, dondurma üretim prosesinde kullanılan soğutma tünellerinin evaporatör fanlarında meydana gelen ses gürültüsü incelenmiştir. Çalışma Unilever Çorlu Algida fabrikasında yapılmış olup tüm ölçümler ve analizler fabrika bünyesinde ve sahasında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada fan kanadı üzerinde oluşan basınç değerleri, hız değerleri, eksenel ve radyal kuvvet değerleri analiz edilmiştir. Hava akış tüneli içerisindeki havanın basınç değişimi ve hız değişimi tespit edilmiştir. Hava akış tüneli içerisindeki basınç ve hız değerinin noktasal değişimi tespit edilmiştir. Bu noktasal değişimlerin ses gürültüsüne etkisi incelenmiştir. Çalışmada ses gürültüsünün etki eden parametreler tespit edilmiş ve ses gürültüsünün azaltılması için önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Fan, ses, gürültü, tünel.

2019, 30 Sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

REDUCTION OF THE NOISE GENERATED FROM EVAPORATION FANS INSIDE AMMONIA COOLING TOWER

Serhat EKİM

Namık Kemal University in Tekidağ

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist.Prof.Dr. Aytaç MORALAR

In this thesis, noise level of fans of cooling tower has investigated. This investigation as realised in Unilever Corlu Algida Factory and all the measurements and analysis have done in this plant. In Investigation, pressure, velocity, axial and radial force values on fan blades has simulated and determined. Also air pressure and velocity deviations are determined. Relation between these deviations and noise sound level has investigated. Parameters that effects to noise sound level are determined and noise reduction methods are suggested.

Keywords: Fan, Noise, tunnel, noise level.

2019, 30 Pages

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL DİZİNİ	v
TEŞEKKÜR	viii
1. GİRİŞ	1
1.1 Kullanım Alanlarına Göre Fan Tipleri	1
1.1.1 Emiş Fanları	1
1.1.2 Egzoz fanları	1
1.1.3 Basma Fanları	2
1.2 Hava Akışı Yönüne Göre Fan Tipleri.....	2
1.2.1 Eksenel fanlar	2
1.2.2 Radyal fanlar	3
1.3 Kapasitelerine Göre Fan Tipleri	4
1.3.1 Emiş fanları.....	4
1.3.2 Körükler	4
1.3.3 Yüksek basınçlı fanlar	4
1.3.4 Orta basınçlı fanlar.....	5
1.3.5 Alçak basınçlı fanlar	5
1.4 Fan Gürültüsü Özellikleri	5
1.4.1 Kanal geçiş frekansı.....	6
1.4.2 İşletme verimliliğinin üretilen sesteki etkisi	7
1.4.3 Fanlardaki hava akımı şartları.....	8
1.4.4 Fan spesifikasyonları	8
2. LİTERATÜR ÖZETİ	10
3. MATERYAL ve YÖNTEM	12
3.1 Materyal.....	12
3.1.1 Soğutma tüneli	12
3.2 Yöntem	14
3.2.1 Ses gürültüsü ölçümü.....	14
3.2.2 Fiziksel ve sayısal model	14
3.2.3 Akış analizi	15
3.2.4 Yeni fan modeli seçimi	16
3.2.5 Modal analiz	17
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	18
4.1 Ses Gürültüsü Ölçüm Sonucu.....	18
4.2 Basınç Dağılımı	18
4.3 Hız Dağılımı	20
4.4 Kuvvet Analizi.....	21
4.5 Dinamik Hava Basıncı Analizi	22
4.6 Eski Fan ile Yeni Fan Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	23

4.7	Modal Analiz Sonuçları.....	28
5.	SONUÇ ve ÖNERİLER.....	30
	KAYNAKLAR.....	31
	ÖZGEÇMİŞ.....	32

ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1. Eksenel Fan	2
Şekil 1.2. Radyal Fan.....	3
Şekil 3.1. Soğutma tüneli.....	12
Şekil 3.2. Soğutma fanı patlatma görünümü	13
Şekil 3.3. Akış hacmi.....	14
Şekil 3.4. Akış bölgesi mesh yapısı	15
Şekil 3.5. Hesaplmalı akışkanlar dinamiği model	15
Şekil 3.6. Kanat profilleri	16
Şekil 3.7. Yeni fan profili	16
Şekil 3.8. Yeni fan modeli	17
Şekil 4.1. Tünel fanı ses gürültüsü şiddeti ölçüm sonucu	18
Şekil 4.2. Fan kanadı yüzeyinde basınç dağılımı, ön taraf	19
Şekil 4.3. Fan kanadı yüzeyinde basınç dağılımı, arka taraf	19
Şekil 4.4. Hız vektörleri ve hız gradyeni	20
Şekil 4.5. Hız vektörleri.....	20
Şekil 4.6. Fan orta kesit hız dağılımı	21
Şekil 4.7. Kanatların kuvvet ve dönme momenti değerleri	22
Şekil 4.8. Fanın bir tur dönüşü için basınç değişim grafiği	23
Şekil 4.9. Eski fan kanat profilinde basınç dağılımı.....	23
Şekil 4.10. Yeni fan kanat profilinde basınç dağılımı	24
Şekil 4.11. Eski fan kanat kesiti hız dağılımı	24
Şekil 4.12. Yeni fan kanat kesiti hız dağılımı.....	25
Şekil 4.13. Ses genliği, eski fan.....	25
Şekil 4.14. Ses genliği, yeni fan	26
Şekil 4.15. Fan profilinde zamana bağlı basınç değişimi, eski fan	26
Şekil 4.16. Fan profilinde zamana bağlı basınç değişimi, yeni fan	27
Şekil 4.17. Ses gürültüsü ölçüm sonucu, yeni fan	28
Şekil 4.18. Campbell diagramı, yeni fan	28

TABLO DİZİNİ

Tablo 1. Gürültü açısından fanların karakteristikleri (Cakir, 2016).....	5
Tablo 2. Fan verimliliği ayarlaması (Cakir, 2016).....	8
Tablo 3. Doğal frekans, yeni fan	17
Tablo 4. Campbell diagramı verileri, yeni fan.....	29

SİMGELER VE KISALTMALAR

m^3/h	: Metreküp bölü saat
Pa	: Pascal
°	: Derece
dB	: Desibel
CFD	: Computational Fluid Dynamics
°C	: Santigrad derece
m/h	: Metre bölü saat
m	: Metre
d/d	: Devir bölü dakika
Kw	: Kilowatt
V	: Volt
Hz	: Hertz
kPa	: Kilopascal
kg/h	: Kilogram bölü saat
N	: Newton
Nm	: Newtonmetre

TEŞEKKÜR

Öncelikle tezimin baŐlangıcından sonuna kadar bana yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Aytaç MORALAR'a katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Bu tezde manevi ve maddi destek sağlayan Unilever Çorlu Algida fabrikasına, fabrika teknik müdürü BarıŐ YeŐilyurt'a, fabrika çevre mühendisi Mert Özak'a, fabrika servisler mühendisi İbrahim Orhan'a teşekkür ederim.

Eylül, 2019

Serhat EKİM
Makine Mühendisi

1. GİRİŞ

Bir mekanik enerji üreticinden aldığı dönme hareketi ile basınç farkı oluşturarak hava akışı sağlayan cihazlara fan denilmektedir. Fanın hareketli elemanı olan kanatlar hava üzerinde iş yaparak ona statik ve kinetik enerji kazandırmaktadır. Havaya kazandırılan bu statik ve kinetik enerjilerin birbirine olan oranı, fanın özelliklerine bağlıdır.

1.1 Kullanım Alanlarına Göre Fan Tipleri

Fanlar kullanıldıkları alanlara göre 3 kategoriye ayrılabilir.

- Emiş Fanları
- Egzoz Fanları
- Basma Fanları

1.1.1 Emiş fanları

Emiş fanları, çalıştıkları ortamın basıncını düşürme prensibine göre çalışmaktadır. Bu fanlar, iklimlendirmede gereken yerlerde iç-dış hava karışımı ile çalışan sistemler için kullanılmaktadır. Havanın iklimlendirilen ortamda uygun miktarda dönmesini sağlamaktadır. Pozitif basınç oluşturan sistemlerde emiş fanları, basma fanlarına göre daha küçük debi ile çalışmaktadır. Bu tip fanlar, ortamdaki havayı emdikleri için “aspiratör” olarak da adlandırılmaktadır.

1.1.2 Egzoz fanları

Emiş fanı kullanılmayan, iç – dış hava karışımı ile çalışan sistemlerde bulunmaktadır. Emilen hava miktarı kadar dönüş havasının egzoz edilerek atılmasını sağlamaktadır. Bu sistemlerde, basma fanı dış havanın alınmadığı durumlarda, sistemde meydana gelecek statik basıncı karşılamaya yetecek şekilde seçilmelidir. Dış havanın sisteme alındığı durumlarda ise, egzoz fanı, dışarıdan alınan havadan daha az miktarda dönüş havasını dışarıya atacak ve ortamda meydana gelecek pozitif basıncı engellenmektedir.

1.1.3 Basma fanları

Hava kanalına bağlanan bir fan, kanal içerisinde pozitif basınç meydana getirmektedir ve havaya hareket kazandırmaktadır. Bu tip fanlara basma fanı denilmektedir. Basma fanları, ortamdaki havanın sirküle edilmesini sağladığından vantilatör olarak adlandırılmaktadır.

1.2 Hava Akışı Yönüne Göre Fan Tipleri

Fanlar havanın pervane üzerinden akış doğrultusuna bağlı olarak iki farklı kategoriye ayrılırlar.

- Eksenel Fanlar
- Radyal Fanlar

1.2.1 Eksenel fanlar

Hava, eksenel fanlarda fan miline paralel olarak akmakta ve dışarıya atılmaktadır. Eksenel fanlar, kendi arasında pervaneli yönlendirici kanatlı ve kovanlı tip olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Yönlendirici kanatlı ve kovanlı eksenel fanlar boru şeklinde tasarlandıkları için kanal tip fan olarak ta bilinmektedir. Kanatlı veya kovan tip eksenel fanlar, fana direk bağlantılı kovan içine yerleştirilmiş veya dışarıdan boru kılıfına yerleştirilen bir motor ile tahrik edilmektedir. Kanal tipi fanlar genellikle kare veya dikdörtgen profilli galvaniz sacdan imal edilmektedir.



Şekil 1.1. Eksenel Fan

Eksenel fanlar kendi arasında üç gruba ayrılmaktadır;

- Pervane tip kanatlı eksenel fanlar
- Silindir tip kanatlı eksenel fanlar
- Kılavuzlu tip silindir eksenel fanlar

1.2.2 Radyal fanlar

Radyal fanlar, kendi arasında kanat tasarımına göre sınıflandırılmaktadır. Hava, radyal fan kanadının bir veya her iki tarafından emilmektedir. Hava fanın mil eksenine dik bir açı ile basılmaktadır. Santrifüj kanatlar, salyangoz veya fan gövdesi olarak ta isimlendirilen bir koruyucu ile çevrelenmektedir. Emiş kanalından alınan hava kanatlardan basılarak salyangozun çıkış ağzına yönlendirilmekte ve buradan dışarıya atılmaktadır.



Şekil 1.2. Radyal Fan

Radyal fanlar kendi arasında dört gruba ayrılır;

- Eğimsiz tip radyal fanlar
- Kanatları öne eğimli tip radyal fanlar
- Kanatları geriye eğimli tip radyal fanlar
- Kanatları aerodinamik tip radyal fanlar

1.3 Kapasitelerine Göre Fan Tipleri

Fanlar kapasitelerine göre beş kategoride incelenmektedir.

- Blowerlar
- Körükler
- Yüksek basınç fanları
- Orta basınç fanları
- Alçak basınç fanları

1.3.1 Emiş fanları

4.000 – 1.700.000 m³/h ve 1.300 – 27.000 Pa kapasitelerinde profil kanatlı, tek veya çift emişli olarak blower imalatı yapılabilmektedir. Emiş fanları endüstride her türlü imalat alanında büyük miktardaki hava ve gaz akışını sağlamada, pnömatik toz ve malzeme taşımada ve kurutma proseslerinde kullanılmaktadır.

1.3.2 Körükler

120 – 4.800 m³/h ve 500 – 10.000 Pa kapasitelerinde çalışan kanatları geriye eğik tip merkezkaç fanlar olarak bilinmektedir. Genellikle yakıt yakıcılarda, ön hava göndermek için kullanılmaktadır. Körükler yüksek basınçlı hava gereken yerlerde de kullanılabilir.

1.3.3 Yüksek basınçlı fanlar

400 – 80.000 m³/h ve 500 – 10.000 Pa kapasitelerinde kanatları geriye eğik tip merkezkaç fanlar olarak ta bilinmektedir. Yüksek basınç fanları genellikle endüstriyel alanlarda egzoz gazlarının toplama sistemlerinde, havadaki partiküllerin toplama sistemlerinde, pnömatik taşıma sistemlerinde, sıcak gazların nakledilmesinde ve yakıt yakıcı sistemlerinde kullanılmaktadır.

1.3.4 Orta basınçlı fanlar

500 – 150.000 m³/h ve 400 – 5.000 Pa gibi kapasitelerde kullanılan kanatları geriye eğik tip merkezkaç fanlar olarak bilinmektedir. Orta basınç fanları genellikle diğer fanların alternatifi olarak kullanılmaktadır.

1.3.5 Alçak basınçlı fanlar

400 – 250.000 m³/h ve 100 – 2.400 Pa gibi kapasitelerde kullanılmakta ve hem merkezkaç hemde eksenel tipte olabilmektedir. Alçak basınç fanları genel olarak, havalandırma sistemlerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve gazların nakledilmesinde kullanılmaktadır.

1.4 Fan Gürültüsü Özellikleri

Tipik fan tasarımlarının geniş bant ses özellikleri Tablo 1’de karşılaştırılmıştır. Bu tablo, azami verimde çalışırken, karşılaştırılabilir boyuttaki iyi tasarlanmış santrifüj ve eksenel fanların birbirleriyle kaba bir karşılaştırma yapılmasını sağlar.(Cakir, 2016)

Tablo 1. Gürültü açısından fanların karakteristikleri (Cakir, 2016)

Fan Tipi	Gürültü
Santrifüjlü Fanlar	
Profil kanatlı, geri eğimli kanatlı, geri doğrusal kanatlı	G
Radyal fanlar	
Düşük basınçlı fanlar	GGG
Orta basınçlı fanlar	GGGG
Yüksek basınçlı fanlar	GGGGG
Öne eğik kanatlı fanlar	GG
Eksenel Fanlar	
Kanal tipi fanlar (yönlendiricili)	
Fan göbek oranı 0,3 - 0,4	G
Fan göbek oranı 0,4 - 0,6	G
Fan göbek oranı 0,6 - 0,8	GG
Kanal tipi fanlar	GGG
Pervaneler	GGGG

Oktav bandı ses gürültüsü seviyeleri, hava işleme sistemi hesaplamalarında kullanılmalıdır. Fan sesi değerlendirilirken tek sayı değerlerinin kullanımından kaçınılmalıdır.

Farklı fan tipleri için üretici firma tarafından verilen ses gücü seviyesi değerleri, giriş kanalı ve/veya çıkış kanalına yayılan gücü yansıtabilir.(Cakir, 2016)

1.4.1 Kanal geçiş frekansı

Kanat, belirtilen noktadan her geçtiğinde, o noktadaki hava belirli bir etkiye maruz kalır. Kanat geçiş frekansı olarak adlandırılan bu etkinin tekrarlama hızı üretilen temel tonu belirler. Bu kanatların sayısının ya da dönme hızlarının iki katına çıkarılmasıyla temel ton da iki katına çıkar. Bu temele ek olarak, hava etkisinin şekline bağlı olarak farklı harmoniler üretilebilir.(Cakir, 2016)

Fanın ürettiği tonlar fan sisteminin ses kontrolünde çok önemli bir role sahiptir. Fanlar ile ilgili birçok ses probleminde ana problem, bıçak sıklığının da katkıda bulunduğu ayrık frekans bileşenidir. Kulağın arka plandaki genel sesin tonunu algılayabilmesinden dolayı, bıçak sıklığını da içeren oktav bandına özel bir önem verilmesi gerekmektedir. Sonuç olarak, bu bir insan için rahatsız edicidir. Sistemin sönümlenme özelliklerinin oradaki oktav bandı ile tamamen uyumlu olması zorunludur.(Cakir, 2016)

Kanat frekansının formülü aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$F_B = n \times N$$

F_B : Kanat frekansı, hertz

n : Fan hızı, saniyedeki tur sayısı

N : Fan çarkındaki kanat sayısı

Fan sesinin analizinde merkez oktav bant aralığı oldukça düzenli iken, 1/3 oktav bant aralığında ise önemli iniş çıkışlar görülebilir. 1/3 oktav bandı ses gücü seviyeleri verilerinin, tüm fan üreticilerinde mevcut olmamasından dolayı, bu tonların var olduğu sistem ve tasarımında dikkate alınması gerektiği varsayılmalıdır. (Cakir, 2016)

Geriye doğru meyilli ve ileri doğru meyilli santrifüj fanları ve eksenel fanlar, binalardaki havalandırma sistemlerinde en sık karşılaşılan fan tipleridir. Frekansın bir fonksiyonu olarak ses seviyeleri, her fan tipi için farklılık göstereceğinden, tümü genel bir faktöre sahiptir; en

düşük ses seviyesi, fanın performans eğrisindeki maksimum verim bölgesinde çalıştığı zaman üretilmektedir.(Cakir, 2016)

Santrifüj fanları, genellikle 31,5 ile 250 hertz arasındaki düşük frekanslı oktavlardaki en yüksek seviyelere sahip tüm ses frekansı aralıklarında ses üretir. Kısmen bu nedenle, tipik bir havalandırma sistemindeki santrifüj fanları genellikle düşük frekanslı ses limitlerine göre ayarlanır.(Cakir, 2016)

1.4.2 İşletme verimliliğinin üretilen sesteki etkisi

Bir fanın tahliyesinde ya da girişindeki ses güç seviyesi, üretici tarafından özel işletme şartları göz önüne alınarak sağlanabilir ya da literatürde verilen çizelgedeki veriler ve metotlar yardımıyla belirlenebilir. Böylece elde edilen değerler, yalnızca fan maksimum verimde çalıştığında ve fanın bağlı olduğu kanaldaki hızın düzenli olduğu durumlarda kullanılır.(Cakir, 2016)

Havalandırma kanalındaki akışı kontrol etmek için giriş kontrol damperleri ya da yönlendirme kanadı kullanıldığı zaman, fanın çalışma noktası değişecektir ve fanın verimi düşecektir. Bunun üzerine, her oktav frekans bandındaki ses güç seviyesi aşağıdaki yöntemle hesaplanan miktar kadar artacaktır.(Cakir, 2016)

$$\text{Statik verim} = \frac{\text{Akış hızı} \times \text{Statik basınç}}{k \times \text{Giriş gücü}}$$

SI birimlerinde, eğer akış hızı litre/saniye ve statik basınç paskal cinsinden ifade edilirse, sabit sayı k, 1'e eşit olacaktır ve giriş gücü kW cinsinden ifade edilecektir.(Cakir, 2016)

Yukarıdaki denklem ile elde edilen statik verimin kullanılması ile fan kanadı tipi için 2. Tablodan ses güç seviyesindeki artış belirlenir. Not: Eksenel pervaneli fan için denklemdeki basınç toplam basınç olmalıdır; statik basınç ile hız basıncının toplamı (hız basıncı, hareket eden hava akımının hızından kaynaklanan basınçtır). Örneğin, fanın tahliye kanalında 1 dakikada (20 m/s) olan hızı, hız basıncı (249 Pa) ile sonuçlanmaktadır.(Cakir, 2016)

Tablo 2. Fan verimliliği ayarlaması (Cakir, 2016)

Profil Kanatlı ve Yönlendiricili Kanat Tipi Santrifüjlü Fan		Geri Eğimli kanatlı Santrifüjlü Fan		Öne Eğik Kanatlı Santrifüjlü Fan	
Verimlilik, %	Artış, dB	Verimlilik, %	Artış, dB	Verimlilik, %	Artış, dB
80 - 72	0	75 - 67	0	65 - 58	0
71 - 68	3	66 - 64	3	57 - 55	3
67 - 60	6	63 - 56	6	54 - 49	6
59 - 52	9	55 - 49	9	48 - 42	9
51 - 44	12	48 - 41	12	41 - 36	12

1.4.3 Fanlardaki hava akımı şartları

Bir havalandırma sistemi iyi aerodinamik tasarıma ve farklı bileşenlerin verimli çalışmasına sahip olmaz ise; özellikle fanların düşük verimde ya da değişen çalışma sistemlerinde çalıştığı zaman, yukarıda tarif edilen fan ses kaynaklarının ses seviyesi artabilir, aynı zamanda spektrumları da genişleyebilir (özellikle düşük frekans aralığına doğru). Bu nedenle, fanların giriş ve çıkışları oluşacak türbülans minimumda tutmak için olabildiğince pürüzsüz olmalıdır ki; türbülans, sistemde ses üretimine ve artan statik basınç kayıplarına sebep olacaktır.(Cakir, 2016)

1.4.4 Fan spesifikasyonları

Fan tarafından üretilen sesi kapsayan spesifikasyonlar, genelde 2 formda yazılabilir.

1.4.4.1 1 No'lu spesifikasyon formu

Bu form, belirtilen şartlarda çalıştığı zaman fanın ürettiği ses güç seviyeleri için test aşamalarının ve verilerin raporlanması özelliklerini içerir. Bu bilgi ile özel bir fan montajı için sonuçta oluşan ses basınç seviyesini hesaplamak mümkündür. Eğer, bu basınç seviyeleri çok yüksek ise, uygun ses sönümlenme tesisatları sisteme eklenmelidir. Bu gerekliliği dikkate almada bakılması gereken özellik aşağıda belirtilmiştir;(Cakir, 2016)

Belirtilen hacim akış hızı ve basınçta çalışan fan tarafından üretilen ses, AMCA Standard 300 ve Reverbant Room Method for Sound Testing of Fans'daki şartlara göre

belirlenecektir ve belirlenen oktav bantlarındaki ses güç seviyesi bakımından raporlanacaktır.(Cakir, 2016)

1.4.4.2 2 No'lu spesifikasyon formu

Bu form, çalışma şartlarındaki izin verilecek fanın ürettiği oktav bandı ses güç seviyeleri üst limitinin özelliklerini içerir. Bu tarz bir spesifikasyon, o işte izin verilen ses güç seviyesinin belirlendiği durumlarda kullanılır. Fan için maksimum ses seviyeleri belirtilmiştir. Fan üreticisi bu seviyelerin karşılanmasını fan kurulumunun bir parçası olarak temin etmelidir.(Cakir, 2016)

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Pochkin ve Khaletskiy (Pochkin & Khaletskiy, 2015), 2015 yılında yaptığı çalışmada, jet motorlarının fan kanatlarında eğim yönünün ses gürültüsüne etkisini incelemişlerdir. Yapılan araştırmada kanat eğiminin dönüş yönüne doğru 30° açılı olan prototip ile kanat eğiminin dönüş yönüne ters yönde 30° açılı olan prototip ses gürültüsü testine tabi tutulmuştur. Araştırma sonucunda kanat eğiminin dönüş yönüne doğru 30° açılı oldu durumda ses gürültüsünün daha düşük (ortalama 5 dB) olduğu raporlanmıştır.

Wu ve ark. (Wu, Pan, Peng, & Ouyang, 2019) 2019 yılında yaptıkları çalışmada, CFD (Computational Fluid Dynamics) yöntemi kullanarak eksenel fanlar üzerinde belirli bir dönüş hızı ve ortam şartları içerisinde kanat yüzeyinde oluşan kuvvet ve gerilmeleri simüle etmiş ve kanat üzerinde oluşan gerilmenin ses gürültüsüyle doğru orantılı olduğunu raporlamışlardır.

(Wang, 2018) 2018 yılında yaptığı çalışmada akış tüneli içerisindeki hava türbülanslarının ses gürültüsüne olan etkisini incelemiştir.

(Angelini et al., 2017) 2017 yılında yaptıkları çalışmada kondenser fanları üzerinde oluşan hız ve basınç değerlerini incelemiş ve verimliliği arttırmaya yönelik çıkarımlarda bulunmuştur.

(Moreau, Sanjose, & Magne, 2018) 2018 yılında yaptıkları çalışmada radyal fanların kanat yüzeyleride oluşan gerilmeleri incelemiş ve yüzey gerilmeleri ile ses gürültüsü şiddeti arasında bağlantı kurmuştur

(Krishna, Krishna, & Ramji, 2011) 2011 yılında yaptığı çalışmada elektrik motor fanının CFD analizini yapmış ve elde ettiği verileri ses gürültüsü ölçümleriyle karşılaştırmıştır.

(Zhang, Wang, Jing, Liang, & Sun, 2017) 2017 yılında yaptıkları çalışmada, fan eğim açısı ile akustik ses gürültüsü arasındaki bağıntıyı ele almıştır.

(Ffowcs Williams & Hawkings, 1969) 1969 yılında yaptıkları çalışmada havada oluşan türbülans ile ses gürültüsünün bağıntısını incelemiştir.

(Kudo, 2004) 2004 yılında yaptığı çalışmada otomobil radyatör fanlarında gürültü azaltmaya yönelik incelemelerde bulunmuştur.

(Cattanei, Ghio, & Bongiovi, 2007) 2007 yılında yaptıkları çalışmada fan geometrisi ile ses gürültüsü arasındaki ilişkiyi incelemiş ve optimum fan geometrisinin seçiminde etkili parametreleri belirlemişlerdir.

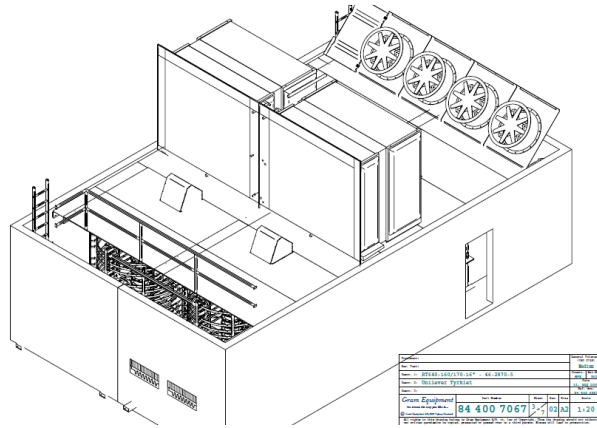
(Gutin, 1948) 1948 yılında yaptığı çalışmada radyal fanların yarattığı gürültü seviyesinin matematiksel modelini belirlemiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Materyal

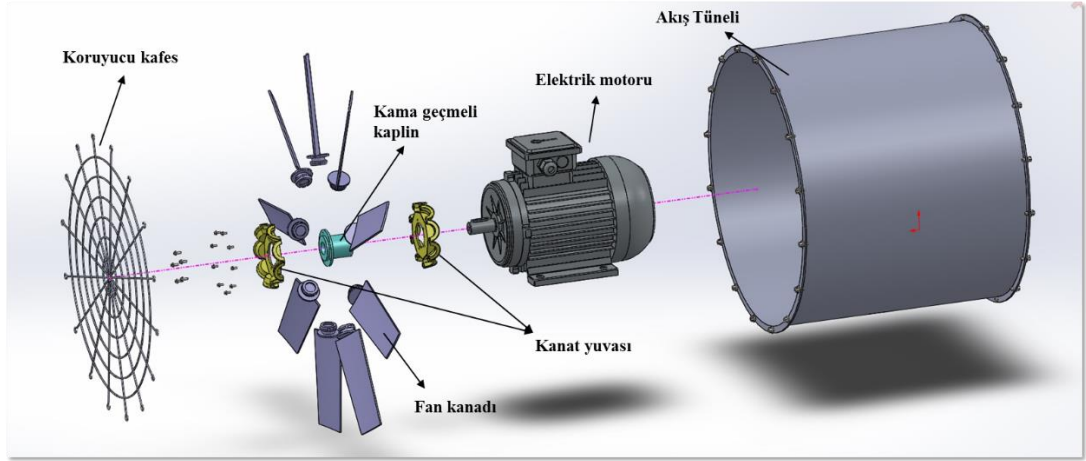
3.1.1 Soğutma tüneli

Soğutma tüneli dondurma üretim prosesinde dondurmanın soğutulup sertliğinin artırılması için kullanılan, -42°C sıcaklığında ortam şartına sahip, 550 m konveyör zinciri uzunluğuna sahip, 0,15 m/h konveyör hızına sahip bir yalıtımlı odadır. Soğutma likit amonyak ile sağlanmakta olup, amonyak kompresöründen likit olarak basılan amonyağın, 2 adet evaporatör ile buharlaştırılması ve likit amonyağın ortamdaki ısıyı alması ile gerçekleştirilmektedir. Evaporatörlerin verimliliğini ve tünelin soğutma kapasitesini artırmak için evaporatörlere 2.5 metre mesafede ve evaporatörden emiş yapacak yönde 4 adet tünel fanı bulunmaktadır (Şekil 3.1.).



Şekil 3.1. Soğutma tüneli

Analizi yapılacak olan fanın geometrik unsurları FARO 3D TARAYICI cihazı ile taratılmış ve SOLIDWORKS programı ile tersine mühendislik yöntemi ile belirlenmiştir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Soğutma fanı patlatma görünümü

3.1.1.1 Fan ana elemanları

Akış Tüneli : Düzenli hava akımının oluşması için tasarlanmıştır. Aynı zamanda fan sisteminin gövdesidir. 304 malzemeden imal edilmiştir.

Elektrik Motoru : SIEMENS marka 2900 d/d dönüş hızında ve 2.2 Kw gücünde, 380 V yıldız bağlantılı çalışan elektrik motorudur. Mil çapı 30 mm'dir. Hava akımının oluşabilmesi için gerekli olan mekanik enerjiyi sağlar.

Kama Geçmeli Kaplin : Motor ile fan kanatları arasındaki güç aktarımını sağlamak için kullanılan parçadır. 304 malzemeden imal edilmiştir. 6mm x 40mm ölçülerinde kama yuvasına sahiptir.

Kanat Yuvası : Fan kanatlarına yataklık yapan unsurdur. 9 adet fan kanadı yuvasını barındırır. 304 malzemeden imal edilmiştir. 2 parçadır. Kanatlar pozisyonlandırıldıktan sonra 9 adet M6 civata ile birleştirilir.

Fan Kanadı : Hava akımını oluşturmak için kullanılan kanatlardır. PII-1000 malzemeden üretilmiştir. 45° eğim açısına sahiptir. Eğim açısı, montaj unsurunda bulunan kırılma geçme pozisyonuna göre 15° , 30° ve 45° olarak ayarlanabilmektedir.

Koruyucu Kafes : Ekipman ve iş güvenliği sebebi ile kullanılan tel kafestir.

3.2 Yöntem

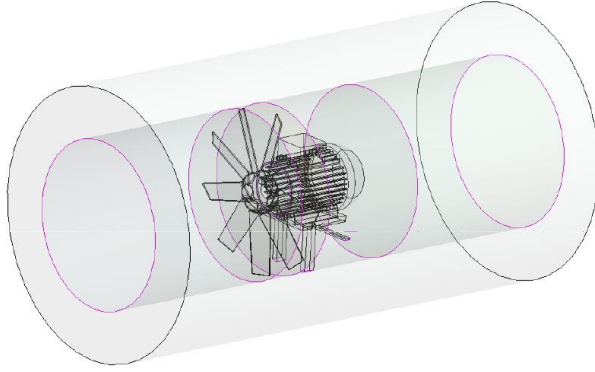
Araştırmada mevcut durumun analizi için CFD (Computational Fluid Dynamics) yöntemi kullanılmıştır.

3.2.1 Ses gürültüsü ölçümü

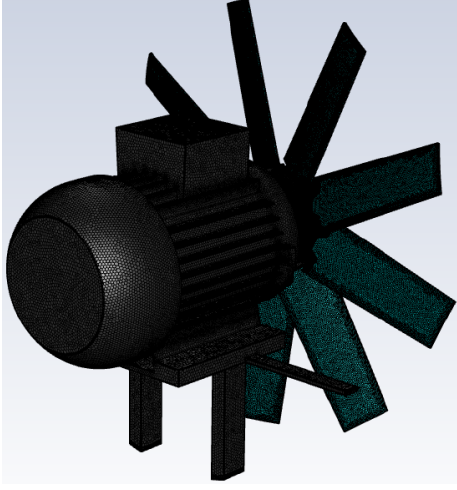
Araştırmada Cesva SC 310 model ölçüm cihazı kullanılmıştır. Cihaz NEN-EN 415-9 (Noise measurement method for packaging machines) standardına uygundur ve ölçüm bu standartta yapılmıştır.

3.2.2 Fiziksel ve sayısal model

Solidworks ile geometrik unsurları belirlenen 3 boyutlu model baz alınmıştır. Sayısal ağ yapısı Şekil 3.3'te görülmektedir. Akış hacminin tamamında eleman sayısı 9 milyon civarındadır. Kanatların ve dış gövdenin duvar sınırlarında boundary layer oluşturulmuştur. Sayısal ağı oluşturan elemanlar Polyhedra elemanlardır.



Şekil 3.3. Akış hacmi

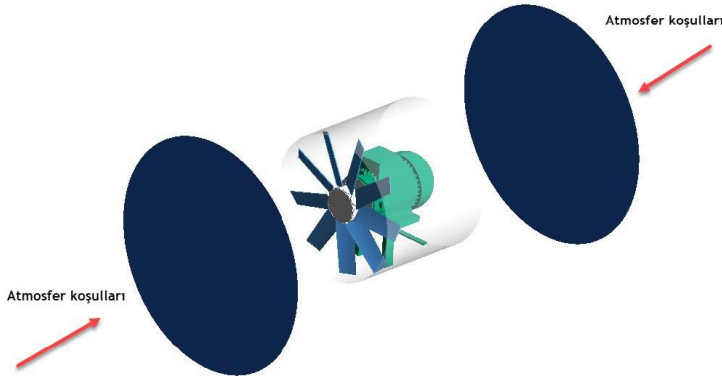


Şekil 3.4. Akış bölgesi mesh yapısı

3.2.3 Akış analizi

Problemin sayısal çözümü aşamasında ise hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücüsü Fluent ve doğrulama amacı ile Phoenics CFD yazılımları kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak türbülans kinetik enerjisi (k) ve disipasyon oranı (e) için transport denkleminin çözümünü içeren k-e türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans bölgesi ve duvar bölgeleri arasındaki viskoz etkileri çözebilmek için non-equilibrium wall functions fonksiyonu seçilmiştir. Akış elemanı standart hava olarak tanımlanmıştır.

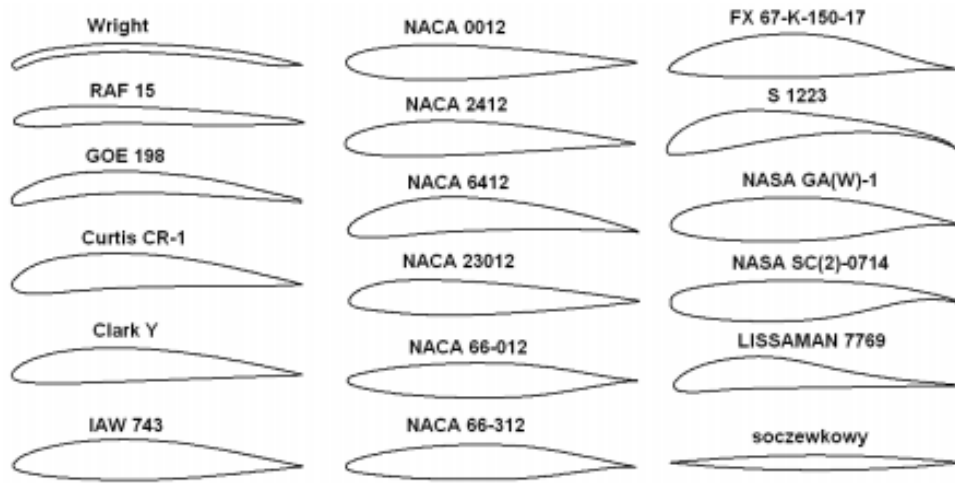
Şekil 3.5'te görüldüğü gibi fan, motor ve silindir gövde atmosfer koşullarında olacak şekilde akış modeli oluşturulmuştur ve fan kanatları yönlendirmektedir. Fan dönüş hızı ise 2900 d/d'dır. Bu koşullar altında kanat üzerinde ve motor gövdesinde oluşan basınç, hız, kuvvet ve akım çizgileri hesaplanmıştır.



Şekil 3.5. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği model

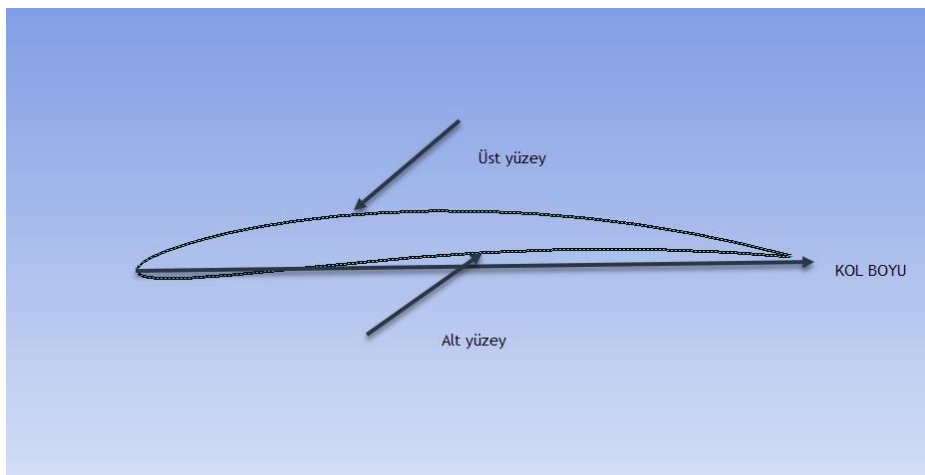
3.2.4 Yeni fan modeli seçimi

Yeni fan modeli seçimi için bakım ve onarım maliyetleri de göz önünde bulundurularak seri üretimi olan standart fan profilleri değerlendirilmiştir. Fan profili olarak “NACA 6412” unsurlarının baz alındığı ve firma tarafından paylaşılması kabul edilmeyen bir marka model seçilmiştir. Şekil 3.6’da çeşitli kanat profilleri görülmektedir. Bu profiller genellikle hava araçlarının kanat tasarımlarında kullanılmaktadır (Chen et al., 2018).



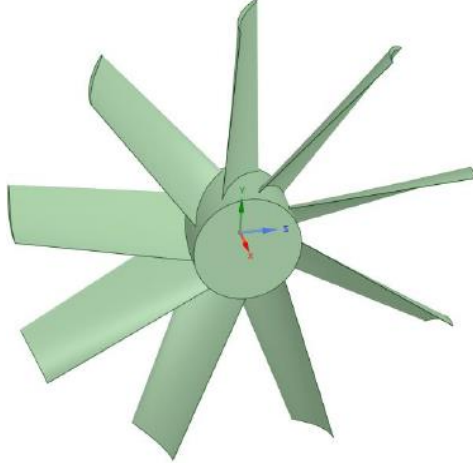
Şekil 3.6. Kanat profilleri

Şekil 3.7’de yeni fan profili görülmektedir. Fan profili için kol boyu 100mm, kanal kalınlığı 5mm, devir sayısı ise 2900 d/d’dır.



Şekil 3.7. Yeni fan profili

Fan tedarikinden sonra mevcut fan için yapılan analizler yeni fan için de tekrarlanmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Fan dizaynının paylaşılmasına firma tarafından izin verilmemiştir. Şekil 3.7’de yeni fan modeli sembolik olarak verilmiştir.



Şekil 3.8. Yeni fan modeli

3.2.5 Modal analiz

Elde edilen CAD model kullanılarak doğal rezonans analizi yapılmıştır. Doğal rezonans değeri parçanın malzeme cinsine ve geometrisine bağlı olmakla beraber, sıcaklık, basınç, nem gibi faktörler de doğal rezonans değerleri üzerinde etkilidir.

Doğal rezonans değerlerinin belirlenmesi dinamik etkenler altında hangi frekanslarda çakışma olabileceğini görmemize yarar. Çakışma olan frekanslarda ses gürültüsü şiddeti artacaktır. Tablo 3’de yeni fana ait doğal frekans değerleri görülmektedir.

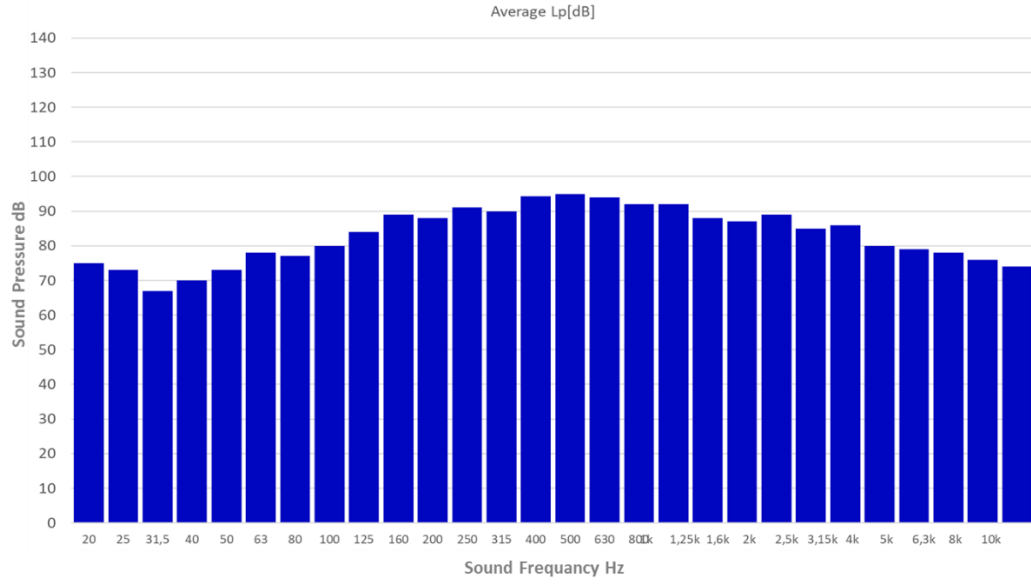
Tablo 3. Doğal frekans, yeni fan

Mod	Frekans (Hz)
1	24,514
2	32,338
3	47,779
4	48,568
5	49,065
6	50,329

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1 Ses Gürültüsü Ölçüm Sonucu

Mevcut durumda ses gürültüsü ölçüm sonucuna göre en yüksek ses gürültüsü 400 – 600 Hz arasında meydana gelmektedir. Bu aralıktaki ses gürültüsü şiddeti 96 dB olarak ölçülmüştür.

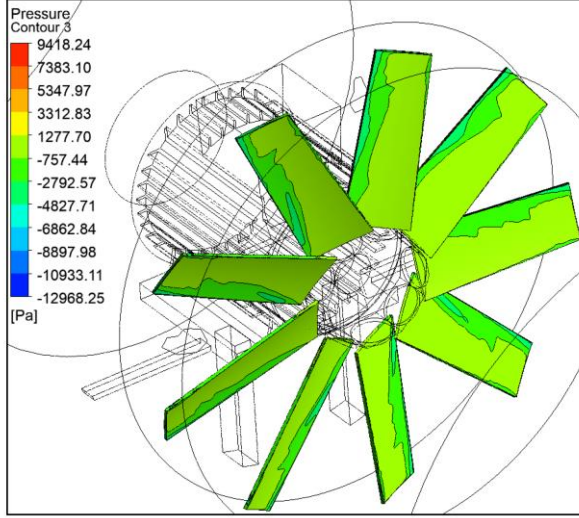


Şekil 4.1. Tünel fanı ses gürültüsü şiddeti ölçüm sonucu

4.2 Basınç Dağılımı

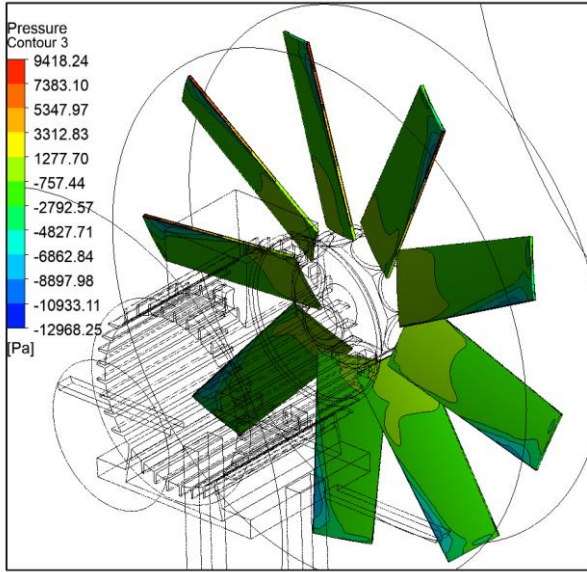
Analiz sonucunda elde edilen verilere göre kanat yüzeyinde oluşan basınç değeri Şekil 4.2’de görülmektedir. Bu sonuca göre azami basıncın, fan yapısının merkeze en uzak noktada ve havayla azami hızda temasta bulunan noktada gerçekleştiği görülmektedir.

Aynı zamanda fan kanadının akışın ters yönünde kalan bölümlerinde atmosfere göre negatif yönde basınca maruz kaldığı saptanmıştır.



Şekil 4.2. Fan kanadı yüzeyinde basınç dağılımı, ön taraf

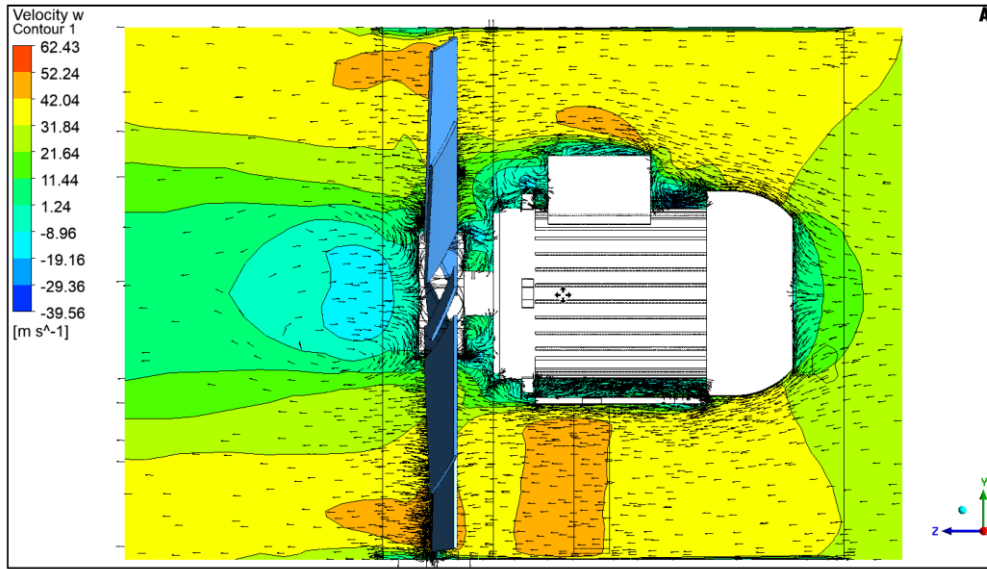
Kanat arka (motor tarafı) ve ön yüzeylerde oluşan basınç gradyenine baktığımızda azami basıncın 9.4 kPa, asgari basıncın -13 kPa olduğu, pozitif basıncın akışı ayıran kenarda olduğu görülmektedir (Şekil 4.3).



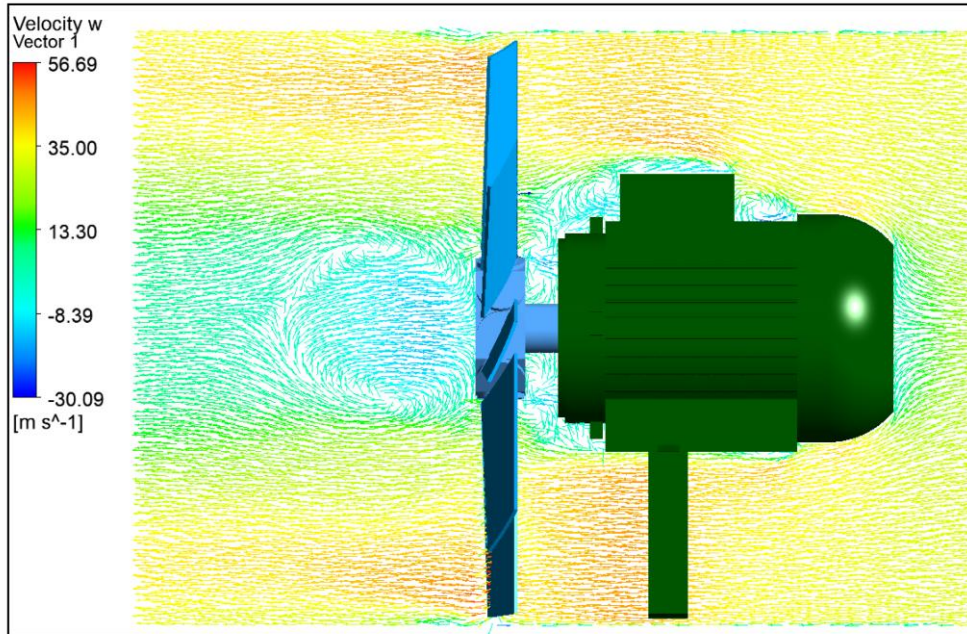
Şekil 4.3. Fan kanadı yüzeyinde basınç dağılımı, arka taraf

4.3 Hız Dağılımı

Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te fan kanatları ile motor arasında kalan bölgelerde ve motor üzerinde geri dönüş vektörleri bulunduğu gözlenmektedir. Aksenal yöndeki hava akış hızı 62 m/h'dir. Fan çıkış debisi ise 19.7 kg/h'dir.

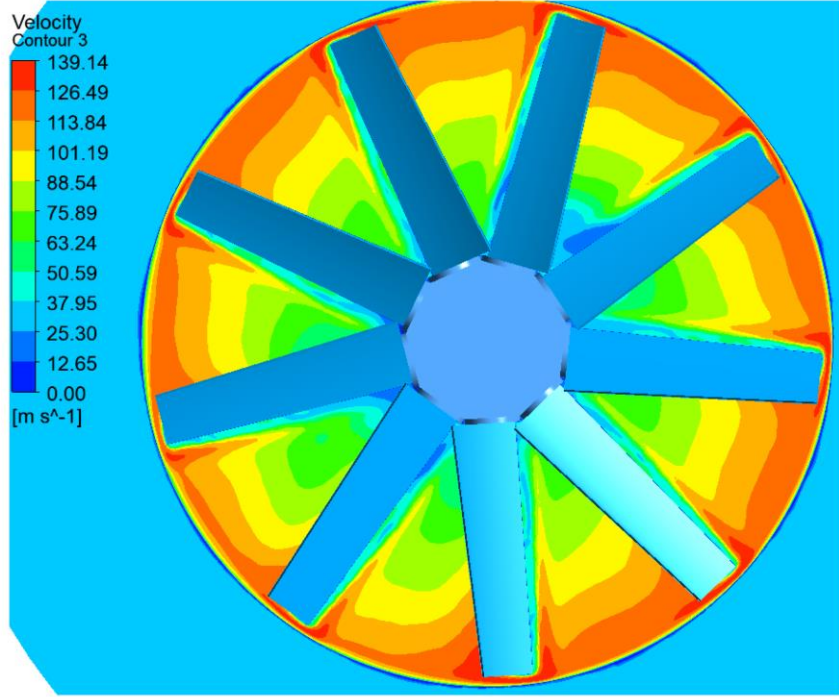


Şekil 4.4. Hız vektörleri ve hız gradyeni



Şekil 4.5. Hız vektörleri

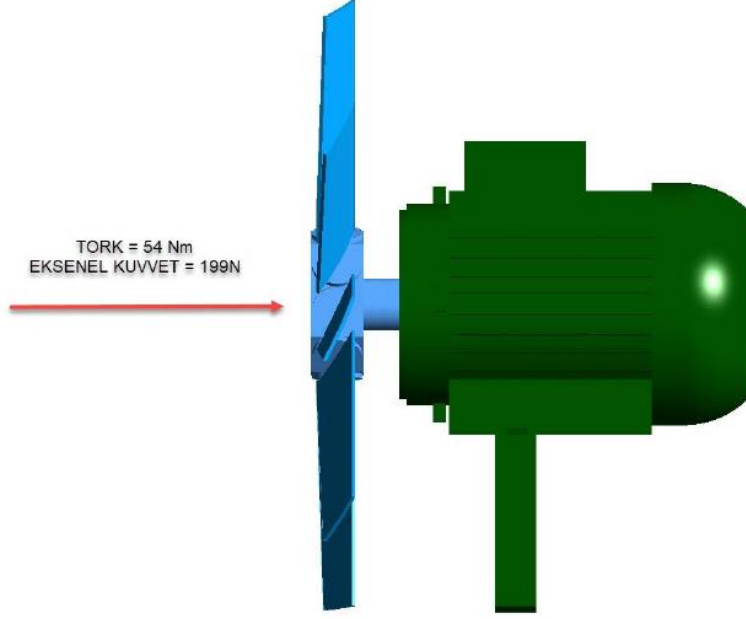
Şekil 4.6’da fanın orta kesit hız dağılımı görülmektedir. Burada fan kanadının teğet hızının hava akışı hızına etkisi tespit edilmiştir. Fan kanadı açısının lineer olmasından dolayı merkezden uzaklaştıkça akış hızının arttığı görülebilir. Bu sebeple homojen bir akış sağlanamamakta ve oluşan basınç farkından dolayı ses gürültüsü meydana gelmektedir.



Şekil 4.6. Fan orta kesit hız dağılımı

4.4 Kuvvet Analizi

Analiz sonucunda fan üzerinde aksenal yönde 199N’luk bir kuvvet oluştuğu görülmüştür. Motor milinde oluşan dönme momentinin değeri ise 54 Nm’dir (Şekil 4.7).



Şekil 4.7. Kanatların kuvvet ve dönme momenti değerleri

4.5 Dinamik Hava Basıncı Analizi

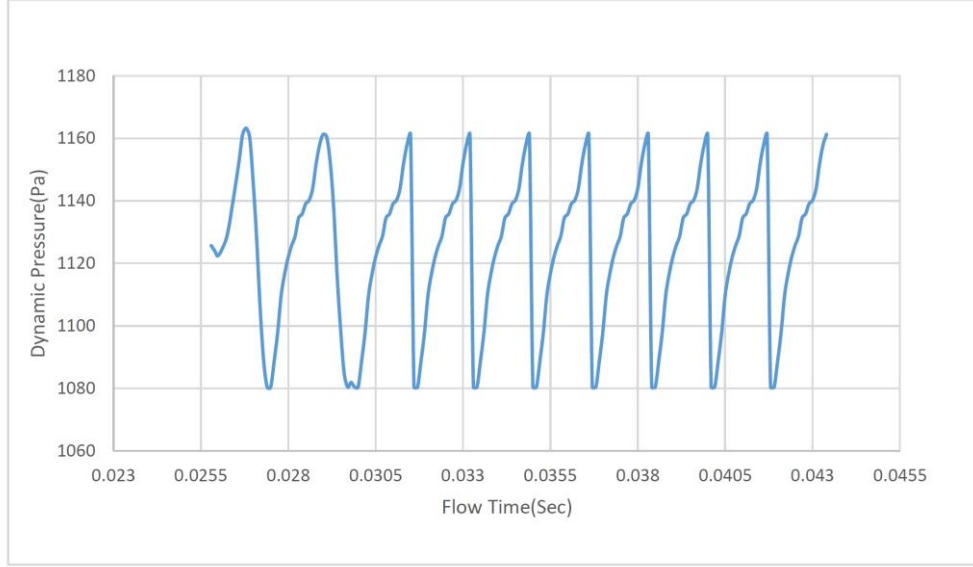
Dinamik analizin sonucunda göre 1 tur dönüş içerisinde havada sabit bir noktada oluşan basınç değeri şekil 4.8’de gösterilmiştir. Grafikte görüleceği gibi hava basıncı 1080 Pa ile 1162 Pa arasında değişmektedir. Akışın genliği 82 Pa değerindedir. İki tepe nokta arasındaki süre periyot olarak değerlendirilebilir.

Hava basıncı değişimindeki genlik, ses gürültüsünün şiddetine etki etmektedir. Genlik ile ses gürültüsü şiddeti doğru orantılıdır.

Tepe noktaları arasındaki periyot ise ses gürültüsünün frekansını belirlemektedir. Bu sonuca göre fanın üreteceği ses gürültüsü frekansı;

$$F = \frac{1}{p} = \frac{1}{0,0018} = 555 \text{ Hz}$$

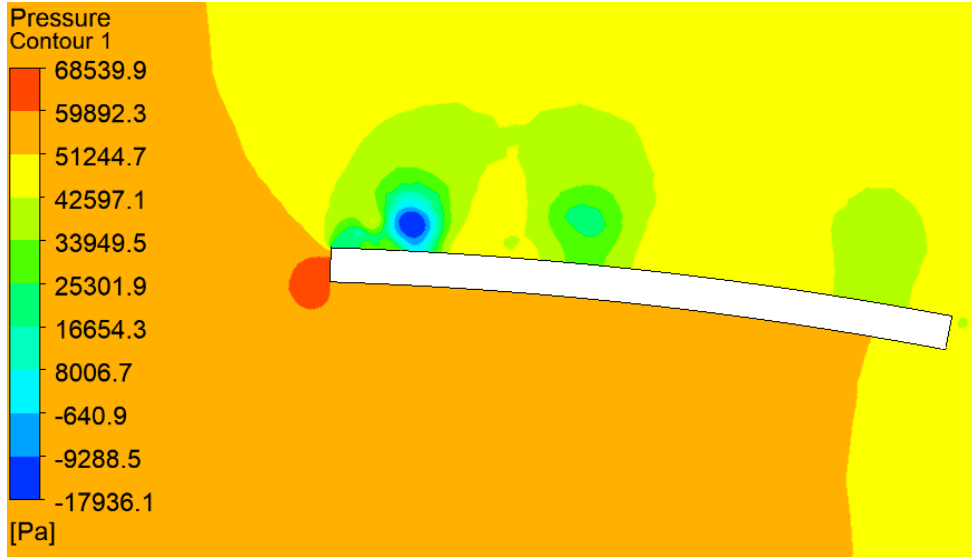
olarak hesaplanabilir. Ses gürültüsü ölçüm sonucuna göre en yüksek ses gürültüsünün 400-600 Hz arasında gerçekleştiği görülmüştür. Analiz sonucu bu durumu doğrulamaktadır.



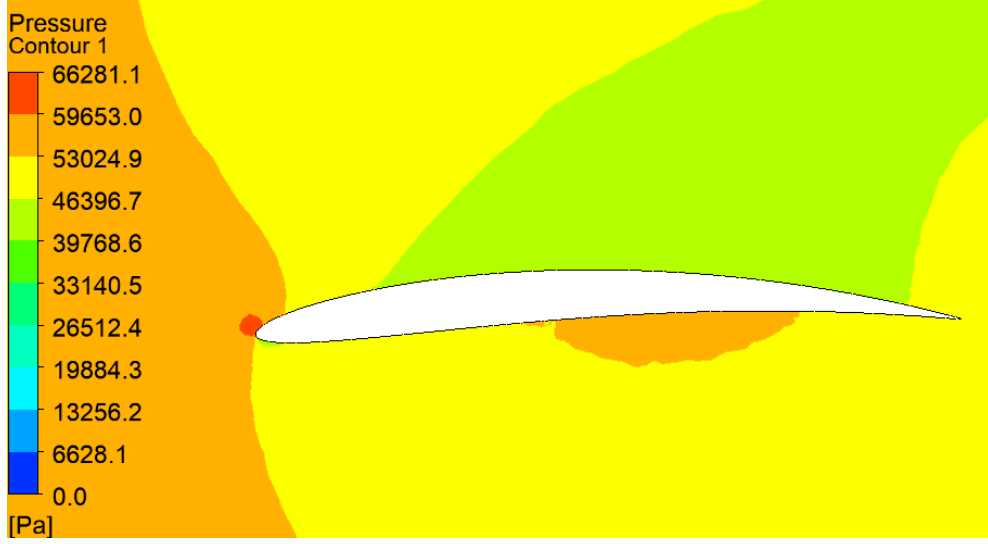
Şekil 4.8. Fanın bir tur dönüşü için basınç değişim grafiği

4.6 Eski Fan ile Yeni Fan Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da görülen resimler incelendiğinde mevcut fan üzerindeki basınç farklılıkları yeni fan kanadına göre hem daha yüksektir hem de bu kanatta negatif basınçlar görülmektedir. Buda gürültü üzerinde etkili faktörlerden biridir.

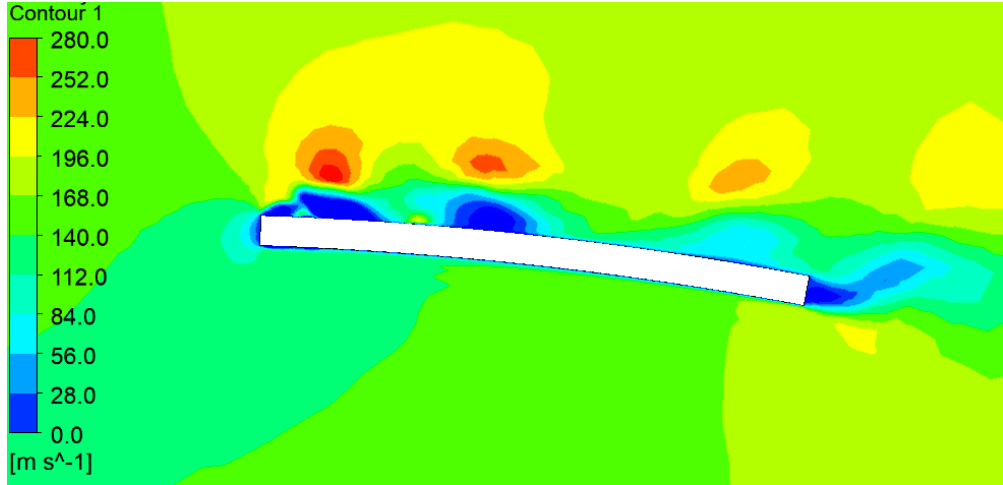


Şekil 4.9. Eski fan kanat profilinde basınç dağılımı

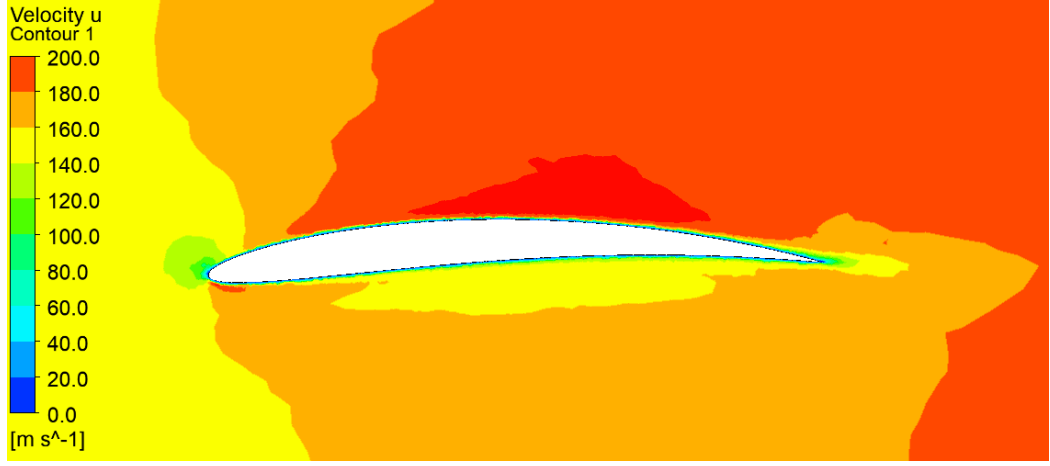


Şekil 4.10. Yeni fan kanat profilinde basınç dağılımı

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de ise kanat uçlarında oluşan hızlar görülmektedir. Kanat uçlarında oluşan maksimum hızlar akış kaynaklı gürültü üzerinde önemli derecede etkilidir. Ayrıca yeni fan kanat profilinde oluşan hız dağılımının mevcut fana göre daha düşük olduğu ve hız dalgalanmalarının olmadığı görülecektir.

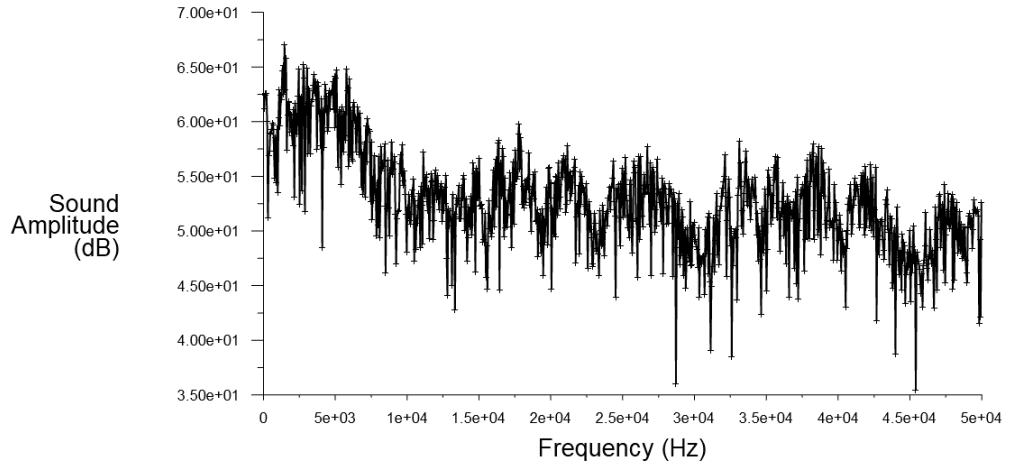


Şekil 4.11. Eski fan kanat kesiti hız dağılımı

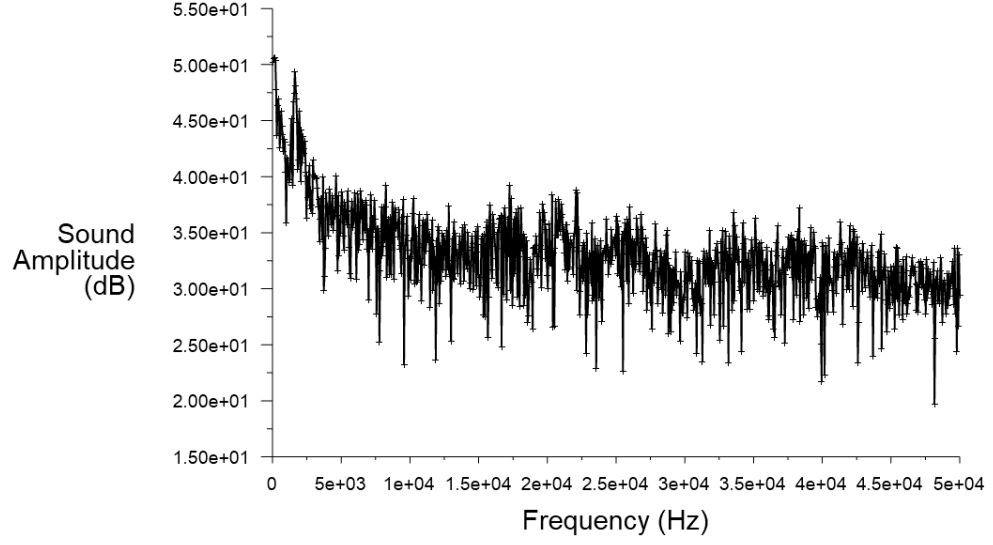


Şekil 4.12. Yeni fan kanat kesiti hız dağılımı

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de görüldüğü gibi mevcut fan ortalama ses seviyesi 60 - 68 db civarında iken yeni fan için bu değer 45 - 50 db civarındadır. Sonuç olarak akış kaynaklı ses üzerinde kanat profilinin yapısı oldukça etkili olmakta ve bu durumun kanat profili değiştirilerek daha fazla iyileştirilebileceği görülmektedir.

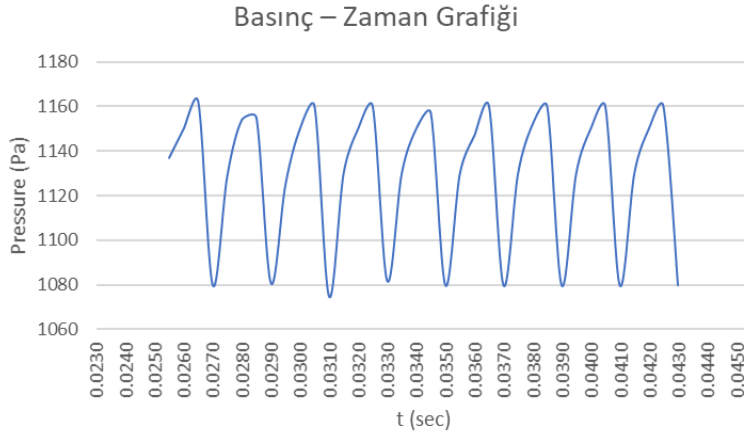


Şekil 4.13. Ses genliği, eski fan

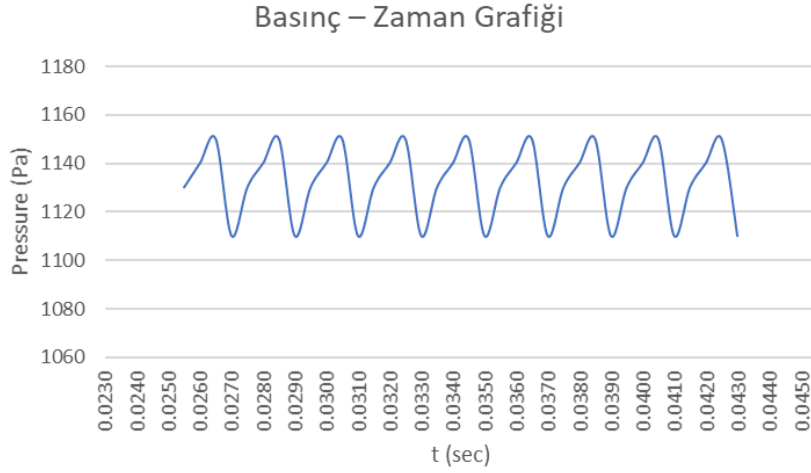


Şekil 4.14. Ses genliği, yeni fan

Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da görülen resimlerde fanın bir tur dönüşü esnasında fan profillerinde oluşan basınç farkları görülmektedir. Eski fan modelinde basınç genliği ortalama 80 Pa iken, yeni fanda bu değer ortalama 40 Pa’dır.



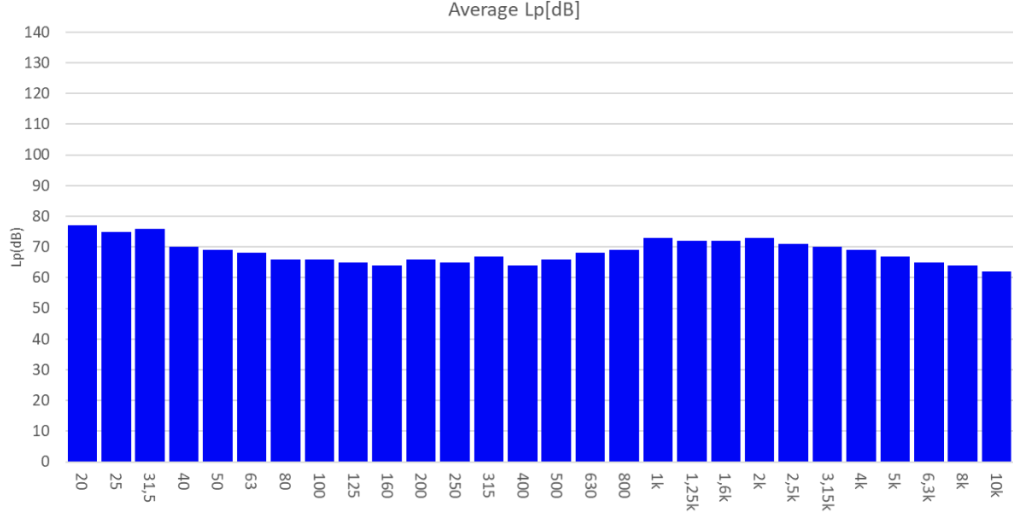
Şekil 4.15. Fan profilinde zamana bağlı basınç değişimi, eski fan



Şekil 4.16. Fan profilinde zamana bağlı basınç değişimi, yeni fan

Tüm bu analizler sonucunda yeni fan devreye alınmış ve ses gürültüsü ölçümü tekrarlanmıştır. Şekil 4.17’de yeni fan devreye alındıktan sonra yapılan ses gürültüsü ölçüm sonucu görülmektedir. Mevcut durumda maksimum ses gürültüsü şiddeti 96 dB iken, yeni fan modelinin devreye alınmasından sonra ölçülen maksimum değer 78 dB’dir. Eski fan modelinde maksimum ses gürültüsü şiddeti 400 Hz – 600 Hz frekansları arasında iken, yeni durumda maksimum ses gürültüsü şiddeti değerinin 10 Hz – 35 Hz arasında olduğu görülmüştür.

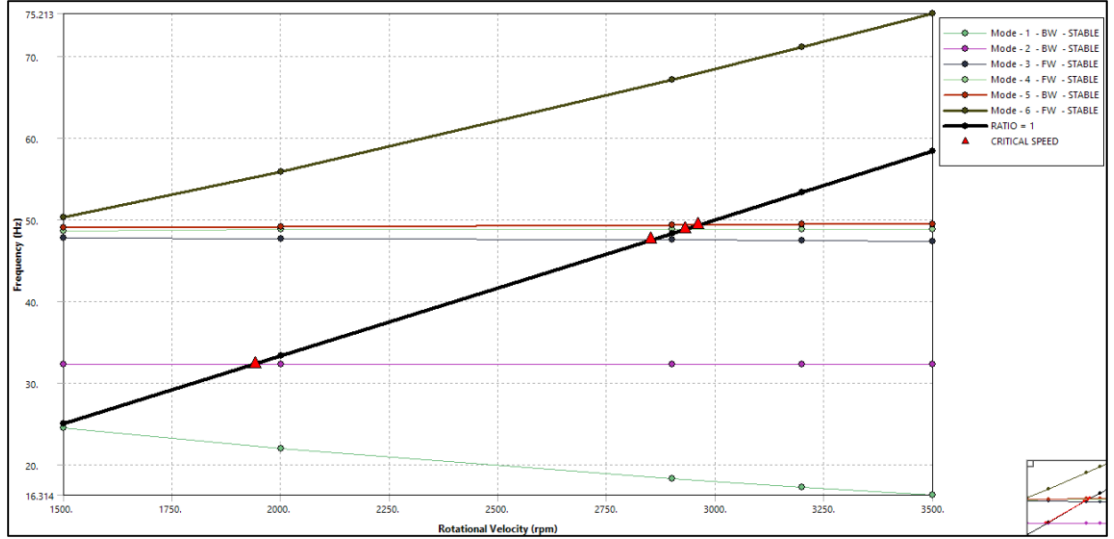
Aynı frekans bandı aralığında (400 – 600 Hz) karşılaştırma yaptığımızda ise eski durumda ses gürültüsü şiddeti 96 dB iken, yeni durumda bu değer 69 dB olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.17. Ses gürültüsü ölçüm sonucu, yeni fan

4.7 Modal Analiz Sonuçları

Şekil 4.18’de yeni fana ait doğal rezonansların fan hızı ile ilişkisi görülmektedir. Burada 48 Hz bandında doğal frekanslar ile dinamik frekansların çakıştığı görülmektedir. Bu durumda 48 Hz bandında harmonik etkilerden dolayı ses gürültüsü şiddetinde artış olması beklenir.



Şekil 4.18. Campbell diyagramı, yeni fan

Şekil 4.19’da analize ait veriler görülmektedir. Burada normal çalışma devri olan 2900 d/d hızda Mod-3, Mod-4 ve Mod-5 doğal frekanslarında çakışma olduğu görülmektedir.

Frekans çakışmasının sonucu olarak 47,522 Hz, 48,823 Hz ve 49,336 Hz frekanslarında harmonik seslerden dolayı ses gürültüsü şiddetinde artış beklenir.

Tablo 4. Campbell diyagramı verileri, yeni fan

Mod	Dönüş Yönü	Mod Kararlılığı	Kritik Hız	1500 d/d	2000 d/d	2900 d/d	3000 d/d	3500 d/d
1	Saat yönü tersi	Sabit	-	24,514 Hz	21,981 Hz	18,276 Hz	17,251 Hz	16,314 Hz
2	Saat yönü tersi	Sabit	1940,3 d/d	32,338 Hz	32,338 Hz	32,337 Hz	32,337 Hz	32,337 Hz
3	Saat yönü	Sabit	2851,9 d/d	47,779 Hz	47,704 Hz	<u>47,522 Hz</u>	47,456 Hz	47,39 Hz
4	Saat yönü	Sabit	2929,4 d/d	48,568 Hz	48,776 Hz	<u>48,823 Hz</u>	48,832 Hz	48,839 Hz
5	Saat yönü tersi	Sabit	2960,9 d/d	49,065 Hz	49,169 Hz	<u>49,336 Hz</u>	49,398 Hz	49,463 Hz
6	Saat yönü	Sabit	-	50,329 Hz	55,87 Hz	67,147 Hz	71,133 Hz	75,213 Hz

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada soğutma fanının ürettiği ses gürültüsü incelenmiştir. Ses gürültüsünün üretilmesinde dönüş hızı ve fan kanadı geometrisinin etkisi görülmüştür.

Fan kanadın açısı ve eğimi, hava akış kapasitesini etkilemekle beraber ses gürültüsünün şiddetini de etkilemektedir. Fan kanadının hava akışına dik doğrultudaki kesit alanı ve geometrik yapısı, kanat üzerinde homojen olmayan bir basınç dağılımına sebep olmaktadır. Aynı sebep ile havada da basınç ve vak bölgeleri oluşturmaktadır. Havada oluşan bu basınç farkı ses gürültüsünün oluşmasına sebep olmaktadır.

Fan kanadının açısının lineer olması sebebi ile merkeze en yakın noktada asgari teğetsel hız, merkeze en uzak noktada ise azami teğetsel hız oluşmaktadır. Bu durum akış tüneli içerisinde merkez ve teğet noktasında hava basıncı farkına sebep olmaktadır. Dolayısı ile ses gürültüsünün artmasına sebep olmaktadır.

Yeni fan seçiminde NACA 6412 kanat profilinin baz alındığı model değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre ses gürültüsü şiddetinde azalma olduğu görülmüş ve yeni fanın devreye alınmasına karar verilmiştir.

Yeni durumda maksimum ses gürültüsü şiddetinin ortalama 20 Hz frekans bandında olduğu görülmüştür. Döner elemanlarda düşük frekansta ses gürültüsüne sebep olacak etkenlerin başında balanssızlık gelmektedir. Fan gövdesinde ve milinde balans ölçümü yapmak faydalı olabilir. Aynı şekilde fanın rulmanlı yataklarında aşınma da bu frekanslarda ses gürültüsüne sebep olabilmektedir. Rulmanlı yatakların kontrol edilmesi faydalı olabilir.

KAYNAKLAR

- Angelini, G., Bonanni, T., Corsini, A., Delibra, G., Tieghi, L., & Volponi, D. (2017). Optimization of an axial fan for air cooled condensers. *Energy Procedia*, 126, 754-761.
- Cakir, A. (2016). Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinde Gürültü Kontrolü. *Tesisat Mühendisliği*(152), 22.
- Cattanei, A., Ghio, R., & Bongiovi, A. (2007). Reduction of the tonal noise annoyance of axial flow fans by means of optimal blade spacing. *Applied Acoustics*, 68(11-12), 1323-1345.
- Chen, J., He, Y., Gui, L., Wang, C., Chen, L., & Li, Y. (2018). Aerodynamic noise prediction of a centrifugal fan considering the volute effect using IBEM. *Applied Acoustics*, 132, 182-190.
- Ffowcs Williams, J. E., & Hawkins, D. L. (1969). Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 264(1151), 321-342.
- Gutin, L. (1948). On the sound field of a rotating propeller.
- Krishna, S. R., Krishna, A. R., & Ramji, K. (2011). Reduction of motor fan noise using CFD and CAA simulations. *Applied Acoustics*, 72(12), 982-992.
- Kudo, T. (2004). *Development of Noise Reduction Method for Radiator Fun of Automobile*. Paper presented at the Japan Society of Mechanical Engineers of Annual meeting Lecture collected papers in.
- Moreau, S., Sanjose, M., & Magne, S. (2018). Optimization of tonal noise control with flow obstruction. *Journal of Sound and Vibration*, 437, 264-275.
- Pochkin, Y., & Khaletskiy, Y. (2015). Aircraft fan noise reduction technology using leaned stator blades. *Procedia Engineering*, 106, 368-376.
- Wang, C. (2018). Noise source analysis for two identical small axial-flow fans in series under operating condition. *Applied Acoustics*, 129, 13-26.
- Wu, Y., Pan, D., Peng, Z., & Ouyang, H. (2019). Blade force model for calculating the axial noise of fans with unevenly spaced blades. *Applied Acoustics*, 146, 429-436.
- Zhang, W., Wang, X., Jing, X., Liang, A., & Sun, X. (2017). Three-dimensional analysis of vane sweep effects on fan interaction noise. *Journal of Sound and Vibration*, 391, 73-94.

ÖZGEÇMİŞ

1988 Yılında Tekirdağ'da doğdu. Lise öğrenimini 2007 yılında Tekirdağ Anadolu Teknik Lisesi elektronik bölümünde tamamladı. 2010 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi İzmir Meslek Yüksekokulu Mekatronik bölümünü tamamladı. 2015 yılında Namık Kemal Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü tamamladı. 2014 Yılında Unilever Çorlu Margarin fabrikasında mekanik bakım raportörü olarak işe başlayıp mezuniyetinden sonra Mekanik Bakım Mühendisliği görevine başlamıştır. 2017 Yılında Unilever firmasının Çorlu Algida fabrikasında Mekanik Bakım Mühendisliği görevine başlamıştır. 2018 yılında Teknik Müdür Yardımcılığı görevine getirilmiştir. 2019 yılında Bunge Lüleburgaz fabrikasında Proje Yönetimi Şefliği görevine başlamıştır ve halen devam etmektedir.